

Aex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE - MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

S U J E T

ETUDE ET REALISATION
D'UN MOTEUR HYDRAULIQUE
A ENGRENAGE. $P \leq 3 Kw$

Proposé par :
J.P. PIEROZAK

Etudié par :
D. KHALED KHODJA

Dirigé par :
J.P. PIEROZAK

PROMOTION : JUIN 1986

Alex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE - MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

S U J E T

ETUDE ET REALISATION

D'UN MOTEUR HYDRAULIQUE

A ENGRENAGE . .

$P \leq 3 Kw$

Proposé par :

J.P. PIEROZAK

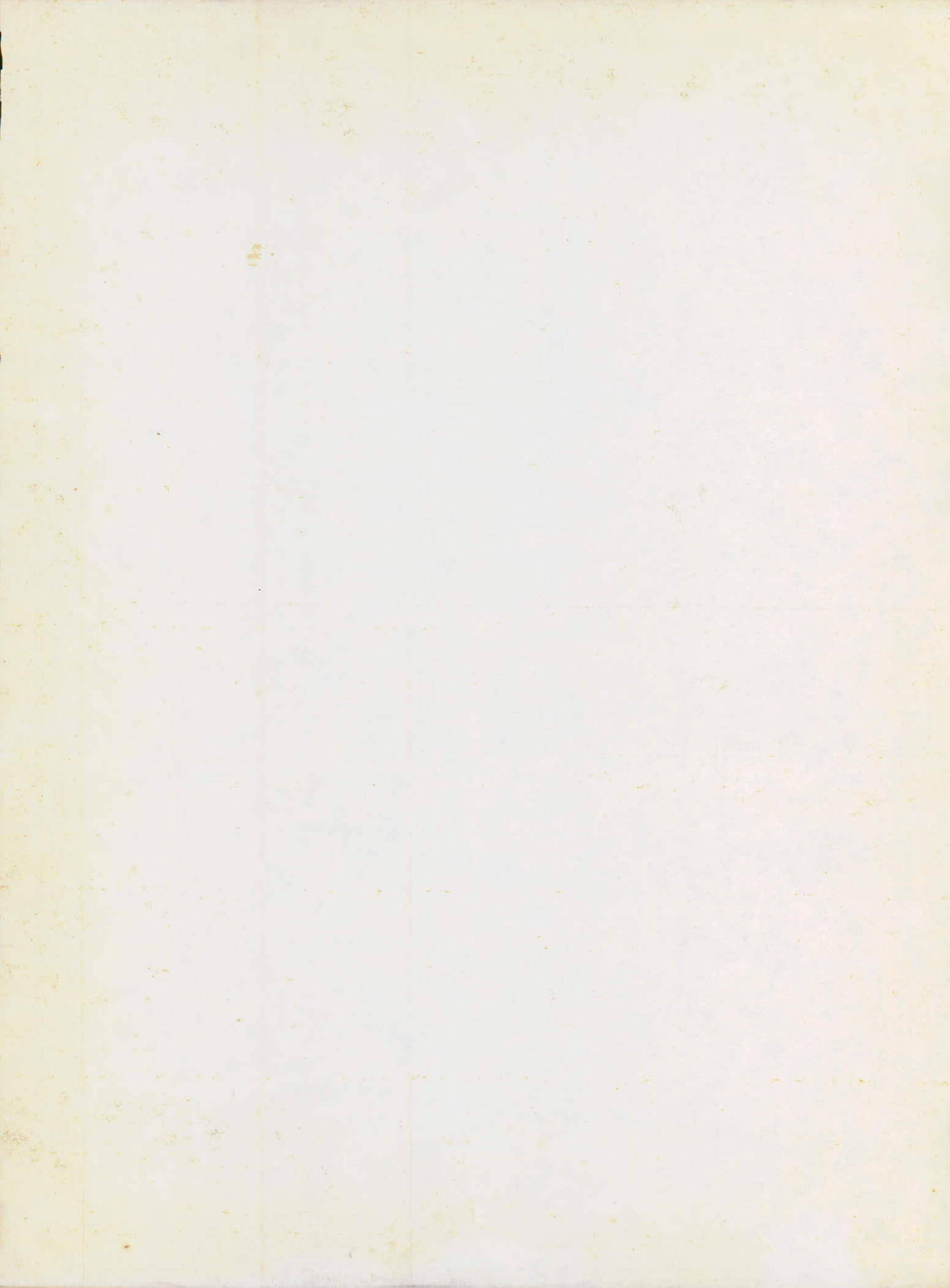
Etudié par :

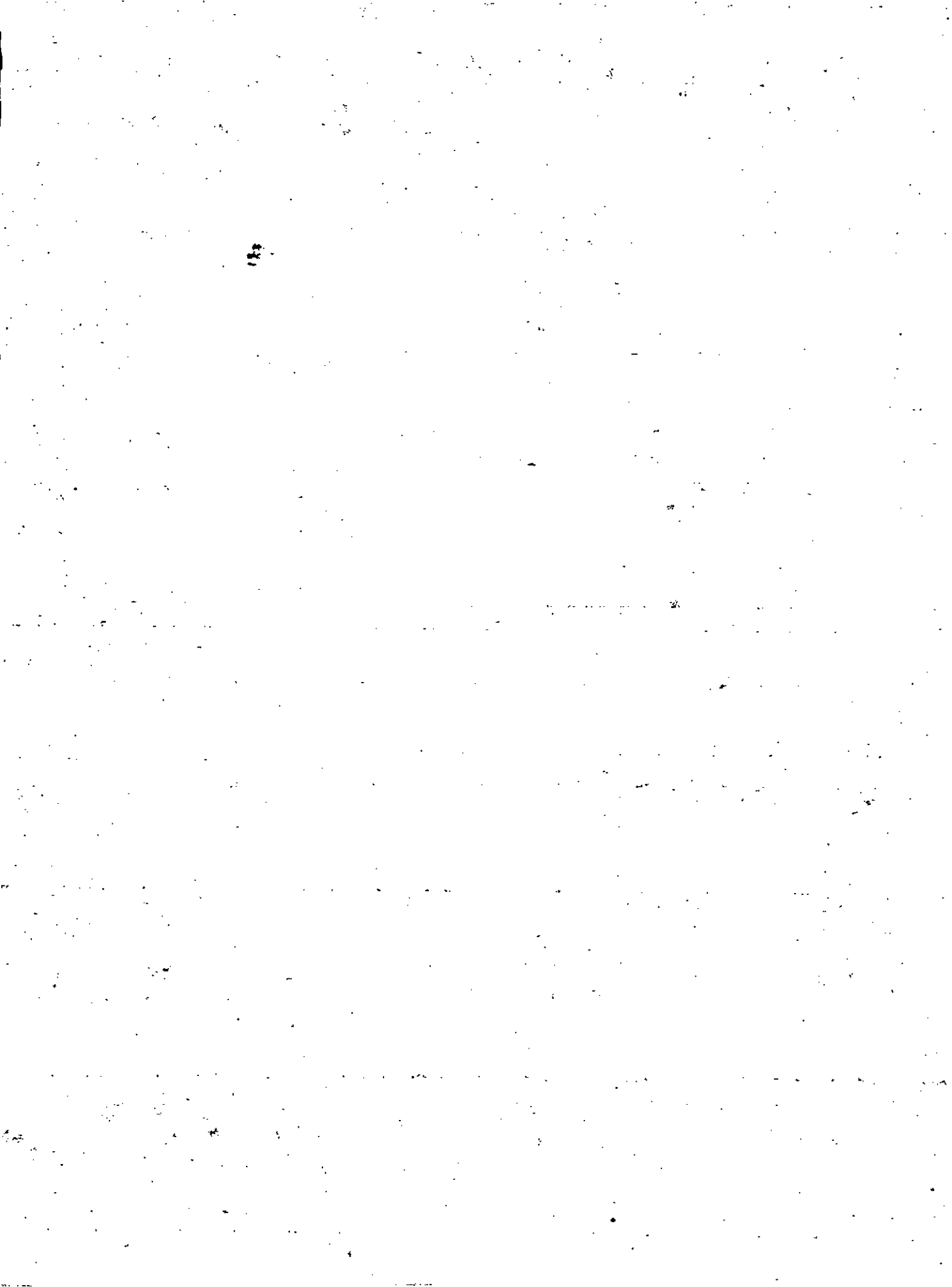
D. KHALED KHODJA

Dirigé par :

J.P. PIEROZAK

PROMOTION : JUIN 1986





- R E M E R C I M E N T S -

- à Monsieur J.P Pierozak pour l'aide précieuse et les conseils qu'il m'a prodigué .
- à tout le personnel de l'atelier des métaux , en particulier , Messieurs Ouabdeslam et Yahiaoui .
- aux enseignants qui ont contribué à ma formation .
- à tout ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce projet

A TOUS MERCI

- R E M E R C I M E N T S -

- à Monsieur J.P Pierozak pour l'aide précieuse et les conseils qu'il m'a prodigué .
- à tout le personnel de l'atelier des métaux , en particulier , Messieurs Ouabdeslam et Yahiaoui .
- aux enseignants qui ont contribué à ma formation .
- à tout ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce projet

A TOUS MERCI

Je dédie ce modeste travail :

- à mes parents ,*
- à mes frères et soeurs ,*
- à mes ami(e)s .*

Je dédie ce modeste travail :

- à mes parents ,
- à mes frères et soeurs ,
- à mes ami(e)s .

Ministère de l'Enseignement Supérieur
 Ecole Nationale Polytechnique
 Département : Génie-Mécanique
 Professeur : J.P. Pizarro
 Étude Impartie : D. Khalid Khalifa

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
 فرع : الهندسة الميكانيكية
 الموجه : ج. ب. ب. ب. ب.
 الطالب المهندس : ج. خالد خليفة

الموضوع : دراسة تحديد ابعاد وانجاز محرك هيدروليكي ذي تروس
 $P \leq 3$
 الشخص : تهدف هذه الدراسة الى تحديد ابعاد محرك هيدروليكي
 تراجعي ذي تروس بالافانة الى التصميم والانجاز الفعلي
 لهذا المحرك وتكييفه ليتطابق مع هندسة تجريبية
 متوفرة يكونا بذلك أداة عمل تستخدم للاعمال التطبيقية
 والابحاح الميداني .

Sujet : Etude et réalisation d'un moteur hydraulique à engrenage $P \leq 3$ Kw
Résumé : Cette étude porte sur le dimensionnement, la conception, et la
 réalisation concrète d'un moteur hydraulique réversible à
 engrenage et à l'adapter sur un banc d'essai déjà disponible
 constituant ainsi un outil de travail pour un T.P., une démon-
 stration didactique ou pédagogique

Subject : Hydraulic gear motor ($P \leq 3$ Kw). Study and realization
Abstract : This study consists on a concrete realization, conception
 and make size of a reversible hydraulic gear motor, to
 adapt it on an available test bed, so it can be used for
 laboratory work and as a pedagogic and didactic demonstra-
 tion

Ministère de l'Enseignement Supérieur
 Ecole Nationale Polytechnique
 Département : Génie-Mécanique
 Professeur : J.P. PÉANZAK
 Élève Ingénieur : D. KHALOU KHALOU

الدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
 فرع : الهندسة الميكانيكية
 المؤسسه : ج. ب. ب. ب. ب.
 الطالب المهندس : ج. خالد خويصة

الموضوع : دراسة تحديد ابعاد وانجاز محرك هيدروليكي ذي تسروس
 35P
 الشخص : تهدف هذه الدراسة الى تحديد ابعاد محرك هيدروليكي
 تراجمي ذي تسروس بالافانة الى التصميم والانجاز الفعلي
 لهذا المحرك وتكليفه ليتطابق مع مقاسات تجريبية
 متوفرة يكونا بذلك أداة عمل تستخدم للاساق التطبيقية
 والابحاث الميدانية .

Sujet : Etude et réalisation d'un moteur hydraulique à engrenage $P \leq 3 \text{ Kw}$
Résumé : Cette étude porte sur le dimensionnement, la conception et la
 réalisation concrète d'un moteur hydraulique réversible à
 engrenage et à l'adapter sur un banc d'essai déjà disponible
 constituant ainsi un outil de travail pour un T.P., une démon-
 stration didactique ou pédagogique.

Subject : Hydraulic gear motor ($P \leq 3 \text{ Kw}$). Study and realization
Abstract : This study consists in a concrete realization, conception
 and make size of a reversible hydraulic gear motor, to
 adapt it on an available test bed, so it can be used for
 laboratory work and as a pedagogic and didactic demonstra-
 tion.

- TABLE DES MATIERES -

		Page	
- <u>Introduction</u>			1
- <u>Chapitre 1</u>	Dimensionnement du moteur hydraulique	//	2
- 1	Introduction	//	2
- 2	Caractéristiques de fonctionnement	//	2
- 3	Calcul du module	//	2
3.1	Calcul de vérification	//	3
- 4	Calcul dynamique	//	4
- 5	Calcul des réactions	//	5
5.1	Efforts suivant le plan horizontal	//	6
5.2	Efforts suivant le plan vertical	//	7
5.3	Moment de flexion résultant	//	7
5.4	Moment de torsion	//	7
5.5	Calcul des réactions aux appuis	//	7
- 6	Calcul du diamètre de l'arbre	//	7
6.1	Calcul du moment idéal	//	8
6.2	Valeur du diamètre de l'arbre	//	8
- 7	Calcul de l'épaisseur du corps	//	9
- 8	Calcul de l'assemblage des couvercles	//	9
- 9	Calcul des roulements	///	11
- <u>Chapitre 2</u>	Analyse de fabrication	//	13
- 1	Dessin d'ensemble du moteur hydraulique	//	13
- 2	Dessin de définition des arbres pignons	//	15
2.1	Dessin de définition des arbres pignons	//	15
2.2	Dessin de définition des flasques	//	21
2.3	Dessin de définition des couvercles	//	29

- TABLE DES MATIERES -

		Page	
-	<u>Introduction</u>		1
-	<u>Chapitre 1</u>	Dimensionnement du moteur hydraulique	// 2
- 1		Introduction	// 2
- 2		Caractéristiques de fonctionnement	// 2
- 3		Calcul du module	// 2
3.1		Calcul de vérification	// 3
- 4		Calcul dynamique	// 4
- 5		Calcul des réactions	// 5
5.1		Efforts suivant le plan horizontal	// 6
5.2		Efforts suivant le plan vertical	// 7
5.3		Moment de flexion résultant	// 7
5.4		Moment de torsion	// 7
5.5		Calcul des réactions aux appuis	// 7
- 6		Calcul du diamètre de l'arbre	// 7
6.1		Calcul du moment idéal	// 8
6.2		Valeur du diamètre de l'arbre	// 8
- 7		Calcul de l'épaisseur du corps	// 9
- 8		Calcul de l'assemblage des couvercles	// 9
- 9		Calcul des roulements	/// 11
-	<u>Chapitre 2</u>	Analyse de fabrication	// 13
- 1		Dessin d'ensemble du moteur hydraulique	// 13
- 2		Dessin de définition des arbres pignons	// 15
2.1		Dessin de définition des arbres pignons	// 15
2.2		Dessin de définition des flasques	// 21
2.3		Dessin de définition des couvercles	// 29

- BIBLIOGRAPHIE -

- J. FAJSANJER Mécanisme Hydraulique Dunod
- F. BERNARD
- A.L. TOURANCHEAU Eléments de construction à l'usage
 L. VIVIER l'ingénieur Dunod. Tome 6
- G. LENCORAND
- R. HJGNEE Construction mécanique, éléments
 de technologie Foucher. Tome 4
- J. TJNEL
- R. DUTJIN Fabrication mécanique
- M. PJNOT Technologie Foucher. Tome 1,2,3
- G. LEMASSON Machines transformatrices d'énergie
 Delagrave
- A. CHEVALJER Guide du dessinateur industriel
 Hachette
- Encyclopédie des sciences industrielles QUJLLET
- Cours : M.H.P., C.M. 2, C.M. 4.

- BIBLIOGRAPHIE -

- J. FAJSANJER Mécanisme Hydraulique Dunod
- F. BERNARD
- A.L. TOURANCHEAU Eléments de construction à l'usage
 L. VIVIER l'ingénieur Dunod. Tome 6
- G. LENOIRAND
- R. HJGNEE Construction mécanique, éléments
 de technologie Foucher. Tome 4
- J. TINEL
- R. BULTJN Fabrication mécanique
- M. PJNOT Technologie Foucher. Tome 1,2,3
- G. LEMASSON Machines transformatrices d'énergie
 Delagrave
- A. CHEVALJER Guide du dessinateur industriel
 Hachette
- Encyclopédie des sciences industrielles QUJLLET
- Cours : M.H.P, C.M. 2, C.M. 4.

2.4	Dessin de définition du corps	page	34
- Chapitre 3	Exploitation de notre réalisation	//	30
- 1	Présentation du T.P	//	39
1.1	Description de l'installation	//	39
1.2	But de la manipulation	//	40
1.3	Mode opératoire	//	42
- Conclusion		//	43

2.4	Dessin de définition du corps	page	34
- Chapitre 3	Exploitation de notre réalisation	//	38
- 1	Présentation du T.P	//	39
1.1	Description de l'installation	//	39
1.2	But de la manipulation	//	40
1.3	Mode opératoire	//	42
- Conclusion		//	43

II INTRODUCTION

- Mon étude porte sur le dimensionnement, la conception, et la réalisation concrète d'un moteur hydraulique réversible à engrenage, et à l'adapter sur un banc d'essai disponible au département énergétique.

Les données de bases sont celles que préconise le constructeur du banc H 20 (Delta-lab 38340 Voreppe France), et pour une utilisation maximale, à savoir, une puissance de 3 Kw, un débit volumique de 16 l/min et une pression de 100bars. Ces valeurs représentent des grandeurs effectives, le constructeur ayant fait le calcul des différentes pertes.

II INTRODUCTION

- Mon étude porte sur le dimensionnement, la conception, et la réalisation concrète d'un moteur hydraulique réversible à engrenage, et à l'adapter sur un banc d'essai disponible au département énergétique.

Les données de bases sont celles que préconise le constructeur du banc H 20 (Delta-lab 38340 Voreppe France), et pour une utilisation maximale, à savoir, une puissance de 3 Kw, un débit volumique de 16 l/min et une pression de 100bars. Ces valeurs représentent des grandeurs effectives, le constructeur ayant fait le calcul des différentes pertes.

1 - Introduction

Le dimensionnement d'un moteur hydraulique à engrenages se fait de la même sorte qu'une pompe du même type

2 - Caractéristiques de fonctionnement

Les caractéristiques de fonctionnement de notre moteur hydraulique sont les suivantes

la puissance effective	$P_{eff} = 3 \text{ kw}$
le débit effectif	$Q_{eff} = 16 \text{ l/min}$
la pression maximale	$p = 100 \text{ bars}$
le rendement volumique	$\eta = 0,85$

3 - Calcul du module

Le débit théorique Q_{th} est une fonction du module m et est donné par $Q_{th} = 2 \pi k Z m^3 n$, de plus $Q_{th} = Q_{eff} / \eta$, de ces deux équations nous obtenons $Q_{eff} = 2 \pi k Z m^3 n \eta$
d'où l'expression du module m

$$m = \left(\frac{Q_{eff}}{2 \pi k Z n \eta} \right)^{1/3}$$

avec; k : coefficient de largeur $k \in [5, 10]$

Z : nombre de dents

n : fréquence de rotation $n \in [1000; 1500]$

Notre moteur hydraulique doit être de petites dimensions, donc la largeur de dent est faible, l'étanchéité périphérique se fera ressentir, ceci explique le choix de $\eta = 0,85$

Nous prendrons $k = 6$

$$Z = 20$$

$$n = 1000 \text{ tr/min}$$

1 - Introduction

Le dimensionnement d'un moteur hydraulique à engrenages se fait de la même sorte qu'une pompe du même type

2 - Caractéristiques de fonctionnement

Les caractéristiques de fonctionnement

de notre moteur hydraulique sont les suivantes

la puissance effective

$$P_{eff} = 3 \text{ kw}$$

le débit effectif

$$Q_{eff} = 16 \text{ l/min}$$

la pression maximale

$$p = 100 \text{ bars}$$

le rendement volumique

$$\eta = 0,85$$

3 - Calcul du module

Le débit théorique Q_{th} est une fonction du module m

et est donné par $Q_{th} = 2 \pi k Z m^3 n$, de plus $Q_{th} = Q_{eff} / \eta$, de ces

deux équations nous obtenons $Q_{eff} = 2 \pi k Z m^3 n \eta$

d'où l'expression du module m

$$m = \left(\frac{Q_{eff}}{2 \pi k Z n \eta} \right)^{1/3}$$

avec; k : coefficient de largeur

$$k \in [5, 10]$$

Z : nombre de dents

n : fréquence de rotation

$$n \in [1000; 1500]$$

Notre moteur hydraulique doit être de petites dimensions, donc la largeur de dent est faible, l'étanchéité périphérique se fera ressentir, ceci explique le choix de $\eta = 0,85$

Nous prendrons $k = 6$

$$Z = 20$$

$$n = 1000 \text{ tr/min}$$

$$n = 1000 \text{ tr/min}$$

le calcul donne

$$m = \left(\frac{16}{0,85 \cdot 2,77 \cdot 6 \cdot 20 \cdot 10^6} \right)^{1/3} 1000 \text{ mm}$$

$$m = 2,92$$

nous adopterons le module normalisé $m = 3$

3.1 - Calcul de vérification

Le module m doit vérifier la condition de résistance, $m \left(\frac{11 \cdot C}{k \cdot Z \cdot \sigma_{adm}} \right)^{1/3}$

où C : couple

$$C = \frac{P_{eff}}{2,77 \cdot n}$$

σ_{adm} : contrainte admissible

pour un acier de nuance XC18 et pour un coefficient de sécurité $s = 4$

$$\sigma_{adm} = 125 \text{ N/mm}^2$$

le calcul donne

$$m \geq \left(\frac{11 \cdot 3000 \cdot 60 \cdot 1000}{6 \cdot 20 \cdot 125 \cdot 2,77 \cdot 1000} \right)^{1/3} \text{ mm}$$

$$m \geq 2,76$$

le module $m = 3$ convient.

La valeur $s = 4$ a été choisie, car plus le coefficient de sécurité est grand, moins, la construction est à la merci d'un dépassement accidentel de la limite d'élasticité R_e .

Pour un module de 3 mm et une pression maximale de 100 bars, calculons la puissance engendrée, si $n = 1000$ tr/min

$$P_{eff} = p \cdot Q_{eff} \quad (A)$$

$$= p \cdot \eta \cdot 2,77 \cdot k \cdot Z \cdot m^3 \cdot n \quad (B)$$

le calcul donne $P_{eff} = 100 \cdot 1,013 \cdot 10^5 \cdot 0,85 \cdot 2,77 \cdot 6 \cdot 20 \cdot 0,003^3 \cdot \frac{1000}{60}$
 $= 2921 \text{ watts}$

$$n = 1000 \text{ tr/min}$$

le calcul donne

$$m = \left(\frac{16}{0,85 \cdot 2,77 \cdot 6 \cdot 20 \cdot 10^6} \right)^{1/3} \cdot 1000 \quad \text{mm}$$

$$m = 2,92$$

nous adopterons le module normalisé $m = 3$

3.1 - Calcul de vérification

Le module m doit vérifier la condition de

résistance, $m \left(\frac{11 \cdot C}{k \cdot Z \cdot \sigma_{adm}} \right)^{1/3}$

où C : couple

$$C = \frac{P_{eff}}{2,77 \cdot n}$$

σ_{adm} : contrainte admissible

pour un acier de nuance XC18 et pour un coefficient de sécurité $s = 4$

$$\sigma_{adm} = 125 \text{ N/mm}^2$$

le calcul donne

$$m \geq \left(\frac{11 \cdot 3000 \cdot 60 \cdot 1000}{6 \cdot 20 \cdot 125 \cdot 2,77 \cdot 1000} \right)^{1/3} \quad \text{mm}$$

$$m \geq 2,76$$

le module $m = 3$ convient.

La valeur $s = 4$ a été choisie, car plus le coefficient de sécurité est grand, moins, la construction est à la merci d'un dépassement accidentel de la limite d'élasticité R_e .

Pour un module de 3 mm et une pression maximale de 100 bars, calculons la puissance engendrée, si $n = 1000$ tr/min

$$P_{eff} = P \cdot Q_{eff} \quad (A)$$

$$= p \cdot \eta \cdot 2,77 \cdot k \cdot Z \cdot m^3 \cdot n \quad (B)$$

le calcul donne $P_{eff} = 100 \cdot 1,013 \cdot 10^5 \cdot 0,85 \cdot 2,77 \cdot 6 \cdot 20 \cdot 0,003^3 \cdot \frac{1000}{60}$

$$= 2921 \text{ watts}$$

toujours pour un module de 3 mm, une pression de 100 bars, calculons la fréquence de rotation du moteur qui nous fera atteindre la puissance de 3 kw de l'équation (B), nous obtenons

$$n = \frac{P_{eff}}{p \eta 2\pi k Z m^3}$$

le calcul donne

$$\begin{aligned} n &= \frac{3000 \cdot 60}{100 \cdot 1,013 \cdot 10^3 \cdot 0,85 \cdot 2\pi \cdot 6 \cdot 20 \cdot 0,003^3} \\ &= 1026 \text{ tr/min} \end{aligned}$$

$n = 1000 \text{ tr/min}$, constitue donc la fréquence de rotation limite pour le coefficient de sécurité choisi

3.2 - Définition complète de la roue

nombre de dents	$Z = 20$ dents
angle de pression	$\alpha = 20$ degrés
diamètre primitif	$D = mZ = 60 \text{ mm}$
diamètre de tête	$D_t = m(Z+2) = 66 \text{ mm}$
diamètre de pied	$D_p = m(Z-2,5) = 52,5 \text{ mm}$
largeur de denture	$b = k m = 18 \text{ mm}$

4 - Calcul dynamique

Les dents de la roue sont soumises à un effort tangentiel T et à un effort normal N . Le couple moteur est défini par $C = \frac{30 \cdot P_{eff}}{n}$ de plus $C = T \cdot D/2$, de ces deux équations nous tirons $T = \frac{30 \cdot P_{eff} \cdot \pi}{n \cdot \pi \cdot D}$

avec n : la fréquence de rotation

$$n = 1000 \text{ tr/min}$$

D : le diamètre primitif

$$D = 0,06 \text{ m}$$

P_{eff} : la puissance effective

$$P_{eff} = 3 \text{ kw}$$

le calcul donne

$$T = \frac{60 \cdot 3000}{\pi \cdot 1000 \cdot 0,06}$$

toujours pour un module de 3 mm, une pression de 100 bars, calculons la fréquence de rotation du moteur qui nous fera atteindre la puissance de 3 kw de l'équation (B), nous obtenons

$$n = \frac{P_{eff}}{p \eta \sqrt{277} k Z m^3}$$

le calcul donne

$$\begin{aligned} n &= \frac{3000 \cdot 60}{100 \cdot 1,013 \cdot 10^3 \cdot 0,85 \cdot 2,77 \cdot 6 \cdot 20 \cdot 0,003^3} \\ &= 1026 \text{ tr/min} \end{aligned}$$

$n = 1000 \text{ tr/min}$, constitue donc la fréquence de rotation limite pour le coefficient de sécurité choisi

3.2 - Définition complète de la roue

nombre de dents

$Z = 20$ dents

angle de pression

$\alpha = 20$ degrés

diamètre primitif

$D = mZ = 60 \text{ mm}$

diamètre de tête

$D_t = m(Z+2) = 66 \text{ mm}$

diamètre de pied

$D_p = m(Z-2,5) = 52,5 \text{ mm}$

largeur de denture

$b = k m = 18 \text{ mm}$

4 - Calcul dynamique

Les dents de la roue sont soumises à un effort tangentiel

T et à un effort normal N . Le couple moteur est défini par $C = \frac{30 \cdot P_{eff}}{n}$
de plus $C = T \cdot D/2$, de ces deux équations nous tirons $T = \frac{30 \cdot P_{eff}}{n \cdot \pi \cdot D}$

avec n : la fréquence de rotation

$n = 1000 \text{ tr/min}$

D : le diamètre primitif

$D = 0,06 \text{ m}$

P_{eff} : la puissance effective

$P_{eff} = 3 \text{ kw}$

le calcul donne

$$T = \frac{60 \cdot 3000}{\pi \cdot 1000 \cdot 0,06}$$

$$T = 955 \text{ N}$$

l'effort normal $N = T \operatorname{tg} \alpha$

$$= 955 \cdot \operatorname{tg} 20$$

$$= 348 \text{ N}$$

α : angle de pression

autre méthode

nous savons que $P_{\text{eff}} = p_{\text{eff}} \cdot Q_{\text{eff}}$

$$= p_{\text{eff}} \sqrt{277 \text{ kZ m}^3 \text{ n}}$$

(C)

$$= C W$$

(D)

des équations (C) et (D), nous obtenons

$$C = \frac{p_{\text{eff}} \sqrt{277 \text{ kZ m}^3 \text{ n}}}{W}$$

(E)

de plus $C = T \cdot mZ/2$

(F)

des équations (E) et (F), nous obtenons

$$T = 2p_{\text{eff}} \sqrt{k \text{ m}^2}$$

pour une pression maximale de 100bars le calcul donne

$$T = 2 \cdot 100 \cdot 1,013 \cdot 10^5 \cdot 0,85 \cdot 6 \cdot 0,003^2$$

$$= 930 \text{ N}$$

et pour l'effort normal $N = T \operatorname{tg} \alpha$

$$= 930 \operatorname{tg} 20$$

$$= 338 \text{ N}$$

5 - Calcul des réactions

D'après la largeur de denture ($b = 18 \text{ mm}$), et la dimension probable des roulements, nous estimons à 40 mm la longueur de notre arbre

$$T = 955 \text{ N}$$

l'effort normal $N = T \operatorname{tg} \alpha$

$$= 955 \cdot \operatorname{tg} 20$$

$$= 348 \text{ N}$$

α : angle de pression

autre méthode

nous savons que $P_{\text{eff}} = P_{\text{eff}} \cdot Q_{\text{eff}}$

$$= P_{\text{eff}} \sqrt{277 \text{ k} \cdot Z \text{ m}^3 \text{ n}}$$

(C)

$$= C \cdot W$$

(D)

des équations (C) et (D), nous obtenons

$$C = \frac{P_{\text{eff}} \sqrt{277 \text{ k} \cdot Z \text{ m}^3 \text{ n}}}{W}$$

(E)

de plus $C = F \cdot mZ/2$

(F)

des équations (E) et (F), nous obtenons

$$T = 2P_{\text{eff}} \sqrt{k \text{ m}^2}$$

pour une pression maximale de 100bars le calcul donne

$$T = 2 \cdot 100 \cdot 1,013 \cdot 10^5 \cdot 0,85 \cdot 6 \cdot 0,003^2$$

$$= 930 \text{ N}$$

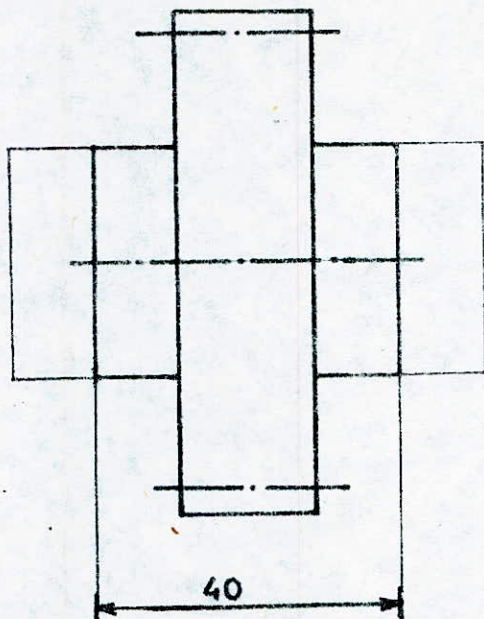
et pour l'effort normal $N = T \operatorname{tg} \alpha$

$$= 930 \operatorname{tg} 20$$

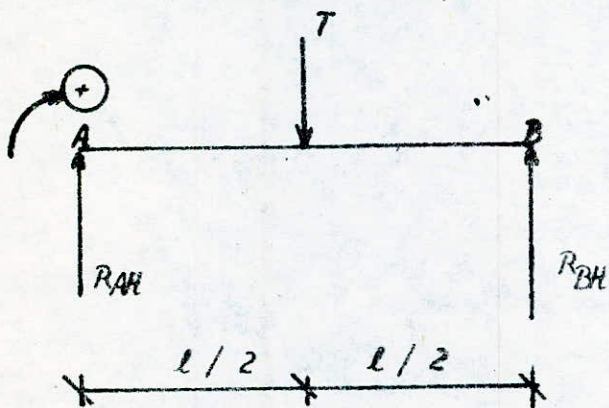
$$= 338 \text{ N}$$

5 - Calcul des réactions

D'après la largeur de denture ($b = 18 \text{ mm}$), et la dimension probable des roulements, nous estimons à 40 mm la longueur de notre arbre.



5.1 - Efforts suivant le plan horizontal



$$l = 40 \text{ mm}$$

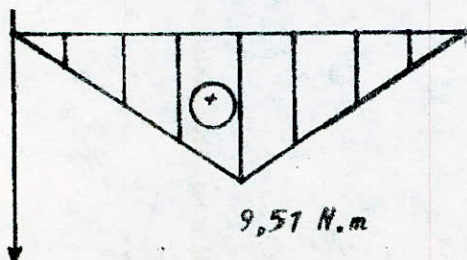
$$R_{AH} = R_{BH} = T/2 = 475,5 \text{ N}$$

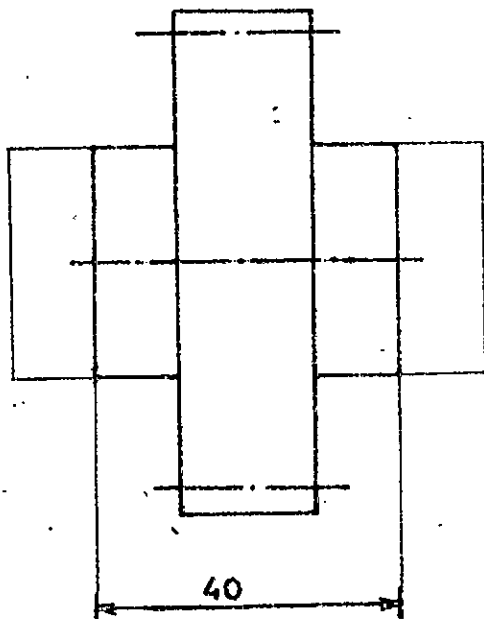
moment de flexion

$$M_{FH} = \frac{l}{2} R_{AH}$$

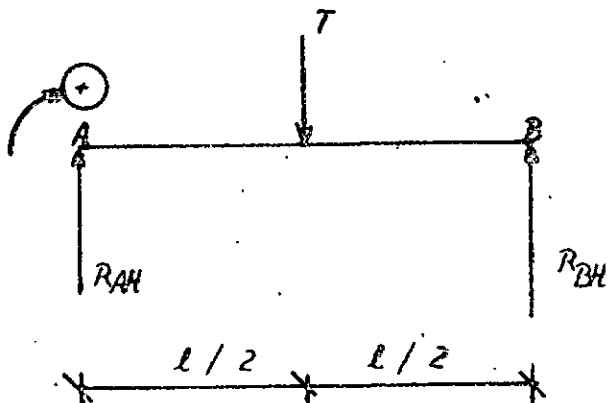
$$= 0,02 \cdot 475,5$$

$$= 9,51 \text{ N.m}$$





5.1 - Efforts suivant le plan horizontal



$$l = 40 \text{ mm}$$

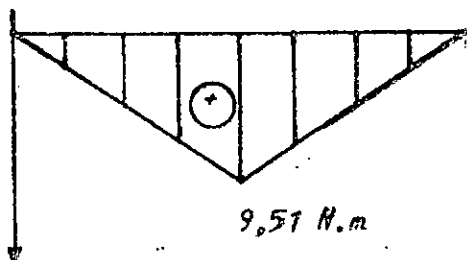
$$R_{AH} = R_{BH} = T/2 = 475,5 \text{ N}$$

moment de flexion

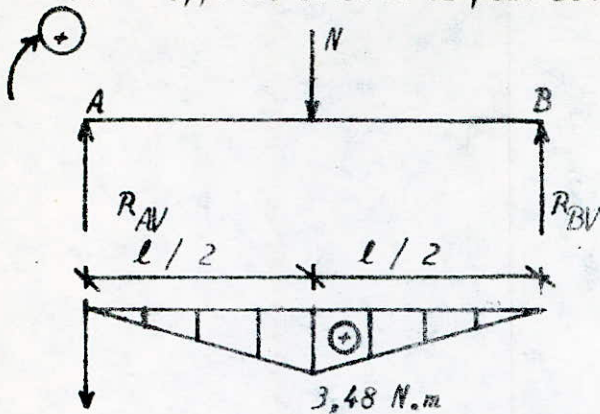
$$M_{FH} = \frac{l}{2} R_{AH}$$

$$= 0,02 \cdot 475,5$$

$$= 9,51 \text{ N.m}$$



5.2 - Efforts suivant le plan vertical



$$R_{AV} = R_{BV} = N/2 = 174 \text{ N}$$

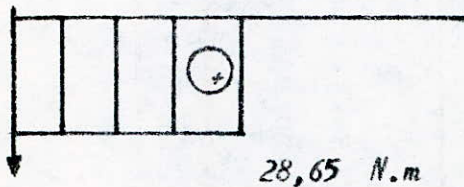
moment de flexion

$$\begin{aligned} M_{AV} &= \frac{l}{2} R_{AV} \\ &= 0,08 \cdot 174 \\ &= 3,38 \text{ N.m} \end{aligned}$$

5.3 - Moment de flexion résultant

$$\begin{aligned} M_f &= (M_{fH}^2 + M_{fV}^2)^{1/2} \\ &= (9,51^2 + 3,48^2)^{1/2} \\ &= 10,13 \text{ N.m} \end{aligned}$$

5.4 - Moment de torsion



$$\begin{aligned} M_t &= T \frac{D}{2} \\ &= 955 \frac{0,06}{2} \\ &= 28,65 \text{ N.m} \end{aligned}$$

5.5 - Calcul des réactions aux appuis

$$\begin{aligned} R_A = R_B &= (R_{fH}^2 + R_{fV}^2)^{1/2} \\ &= (475,5^2 + 174^2)^{1/2} \\ &= 506,33 \text{ N} \end{aligned}$$

6 - Calcul du diamètre de l'arbre

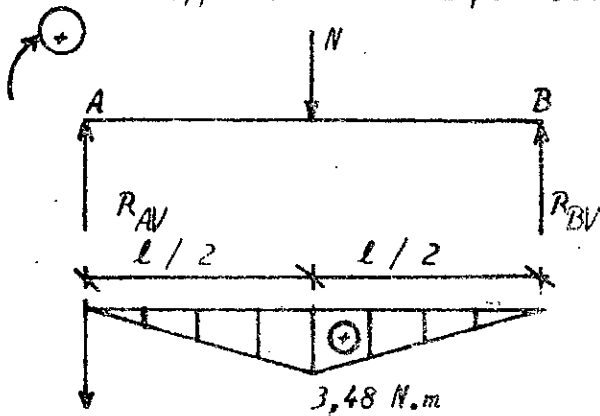
Les contraintes de flexion et de torsion

de l'arbre sont données respectivement par :

$$\sigma_f = \frac{M_f}{0,1 d^3} \quad ; \quad \sigma_t = \frac{M_t}{0,2 d^3}$$

selon Coulomb la contrainte idéale $\sigma_i = (\sigma_f^2 + \sigma_t^2)^{1/2}$ σ_i doit être inférieur ou égale à σ_{adm} :

5.2 - Efforts suivant le plan vertical



$$R_{AV} = R_{BV} = N/2 = 174 \text{ N}$$

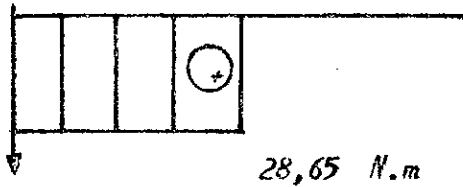
moment de flexion

$$\begin{aligned} M_{fV} &= \frac{l}{2} R_{AV} \\ &= 0,06 \cdot 174 \\ &= 3,38 \text{ N.m} \end{aligned}$$

5.3 - Moment de flexion résultant

$$\begin{aligned} M_f &= (M_{fH}^2 + M_{fV}^2)^{1/2} \\ &= (9,51^2 + 3,48^2)^{1/2} \\ &= 10,13 \text{ N.m} \end{aligned}$$

5.4 - Moment de torsion



$$\begin{aligned} M_t &= T \frac{D}{2} \\ &= 955 \frac{0,06}{2} \\ &= 28,65 \text{ N.m} \end{aligned}$$

5.5 - Calcul des réactions aux appuis

$$\begin{aligned} R_A = R_B &= (R_{AV}^2 + R_{BV}^2)^{1/2} \\ &= (174^2 + 174^2)^{1/2} \\ &= 246,33 \text{ N} \end{aligned}$$

6 - Calcul du diamètre de l'arbre

Les contraintes de flexion et de torsion

de l'arbre sont données respectivement par :

$$\sigma_f = \frac{M_f}{0,1 d^3} \quad ; \quad \tau_t = \frac{M_t}{0,2 d^3}$$

selon Coulomb la contrainte idéale $\sigma_i = (\sigma_f^2 + \tau_t^2)^{1/2}$ σ_i doit être inférieur ou égale à σ_{adm} :

en procédant aux divers remplacement, nous aboutissons à l'équation

$$\frac{1}{0,1 d^3} (M_f^2 + M_t^2)^{1/2} \leq \sigma_{adm}$$

nous remplacerons $(M_f^2 + M_t^2)^{1/2}$ par M_i , moment idéal d'où

$$\frac{M_i}{0,1 d^3} \leq \sigma_{adm}$$

nous pouvons à présent avoir l'expression du diamètre

$$d \geq \left(\frac{M_i}{0,1 \sigma_{adm}} \right)^{1/3}$$

6.1 - Calcul du moment idéal

$$\begin{aligned} M_i &= (M_{fV}^2 + M_{fH}^2 + M_t^2)^{1/2} \\ &= (9,5^2 + 3,48^2 + 28,5^2)^{1/2} \\ &= 30,28 \text{ N.m} \end{aligned}$$

6.2 - Valeur du diamètre de l'arbre

L'arbre sera en acier de nuance XC 18

avec $\sigma_{adm} = 125 \text{ MPa}$ et $s = 4$, d'où

$$d \geq \left(\frac{30,28 \cdot 1000}{0,1 \cdot 125} \right)^{1/3}$$

$$d \geq 13,43 \text{ mm}$$

Lors des calculs, nous remarquons que $M_t = 2,83 M_f$, ceci nous permet de dire que l'arbre est beaucoup plus soumis à la torsion qu'à la flexion.

De l'encyclopédie Quillet, et pour un arbre court, nous avons relevé la formule suivante

$$d \geq \left(\frac{M_t}{0,2 R_{pg}} \right)^{1/3}$$

avec M_t : moment de torsion

R_{pg} : résistance pratique au cisaillement $R_{pg} = 0,5 \sigma_{adm}$

le calcul donne

en procédant aux divers remplacement, nous aboutissons à l'équation

$$\frac{1}{0,1 d^3} (M_f^2 + M_t^2)^{1/2} \leq \sigma_{adm}$$

nous remplacerons $(M_f^2 + M_t^2)^{1/2}$ par M_i , moment idéal d'où

$$\frac{M_i}{0,1 d^3} \leq \sigma_{adm}$$

nous pouvons à présent avoir l'expression du diamètre

$$d \geq \left(\frac{M_i}{0,1 \sigma_{adm}} \right)^{1/3}$$

6.1 - Calcul du moment idéal

$$\begin{aligned} M_i &= (M_{FV}^2 + M_{FH}^2 + M_t^2)^{1/2} \\ &= (9,5^2 + 3,48^2 + 28,5^2)^{1/2} \\ &= 30,28 \text{ N.m} \end{aligned}$$

6.2 - Valeur du diamètre de l'arbre

L'arbre sera en acier de nuance XC 18

avec $\sigma_{adm} = 125 \text{ MPa}$ et $s = 4$, d'où

$$\begin{aligned} d &\geq \left(\frac{30,28 \cdot 1000}{0,1 \cdot 125} \right)^{1/3} \\ d &\geq 13,43 \text{ mm} \end{aligned}$$

Lors des calculs, nous remarquons que $M_t = 2,83 M_f$, ceci nous permet de dire que l'arbre est beaucoup plus soumis à la torsion qu'à la flexion. De l'encyclopédie Quillet, et pour un arbre court, nous avons relevé la formule suivante

$$d \geq \left(\frac{M_t}{0,2 R_{pg}} \right)^{1/3}$$

avec M_t : moment de torsion

R_{pg} : résistance pratique au cisaillement $R_{pg} = 0,5 \sigma_{adm}$

le calcul donne

$$d \geq \left(\frac{28,65 \cdot 1000}{0,2 \cdot 0,5 \cdot 125} \right)^{1/3}$$

$$d \geq 13,18 \text{ mm}$$

Nous prendrons donc un arbre de diamètre minimum $d = 14 \text{ mm}$

7 - Calcul de l'épaisseur du corps

Nous évaluerons l'épaisseur du corps à

partir de la formule de Lamé

$$e \geq \frac{D_t}{2} \left(\sqrt{\frac{\sigma_{adm} + p_i}{\sigma_{adm} - p_i}} - 1 \right)$$

avec p_i : la pression interne, et $p_i = p = 100 \text{ bars}$

$= 125 \text{ MPa}$, si le corps est également en acier de nuance XC 18
et $s = 4$

D_t : le diamètre de tête de la roue $D_t = 66 \text{ mm}$

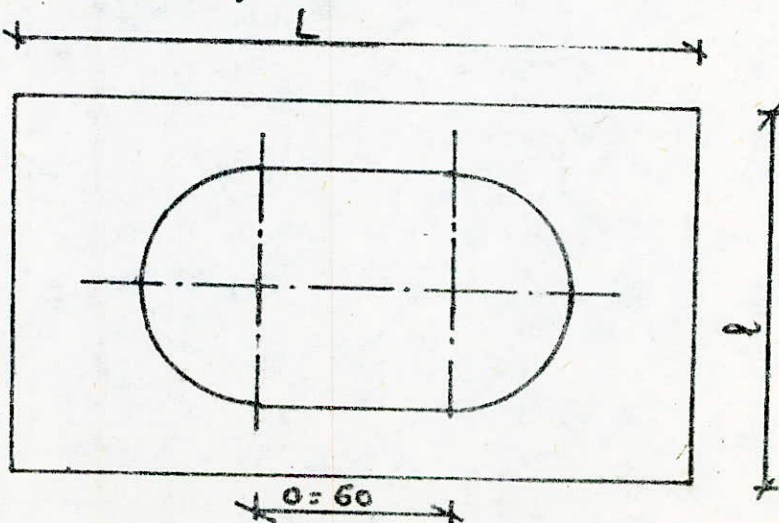
le calcul donne

$$e \geq 33 \left(\sqrt{\frac{125 + 1}{125 - 1}} - 1 \right)$$

$$e \geq 2,79 \text{ mm}$$

Vu la grande pression qui peut régner dans notre moteur, et afin d'éviter tout suintement, nous prendrons une épaisseur supérieure à 10 mm

8 - Calcul de l'assemblage des couvercles



$$d \geq \left(\frac{28,65 \cdot 1000}{0,2 \cdot 0,5 \cdot 125} \right)^{1/3}$$

$$d \geq 13,18 \text{ mm}$$

Nous prendrons donc un arbre de diamètre minimum $d = 14 \text{ mm}$

7 - Calcul de l'épaisseur du corps

Nous évaluerons l'épaisseur du corps à

partir de la formule de Lamé

$$e \geq \frac{D_t}{2} \left(\sqrt{\frac{\sigma_{adm} + p_i}{\sigma_{adm} - p_i}} - 1 \right)$$

avec p_i : la pression interne, et $p_i = p = 100 \text{ bars}$

$= 125 \text{ MPa}$, si le corps est également en acier de nuance XC 18
et $s = 4$

D_t : le diamètre de tête de la roue $D_t = 66 \text{ mm}$

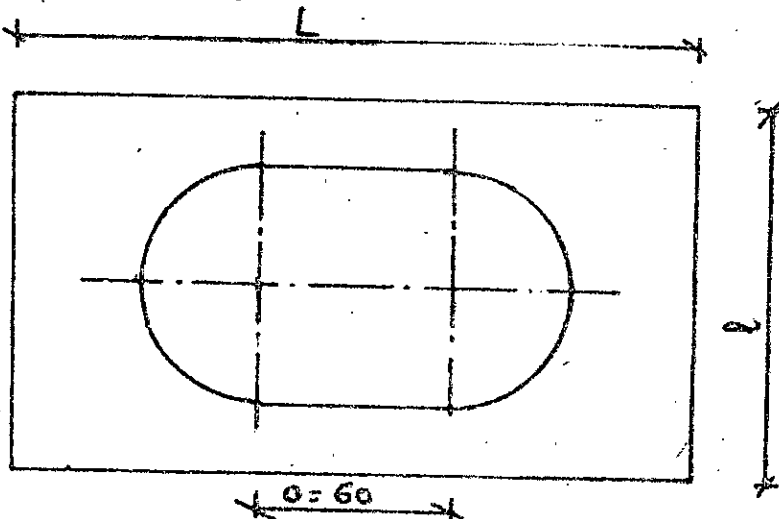
le calcul donne

$$e \geq 33 \left(\sqrt{\frac{125 + 1}{125 - 1}} - 1 \right)$$

$$e \geq 2,79 \text{ mm}$$

Vu la grande pression qui peut régner dans notre moteur, et afin d'éviter tout suintement, nous prendrons une épaisseur supérieure à 10 mm

8 - Calcul de l'assemblage des couvercles



$$L_m = a + 2r + 2e = 60 + 2 \cdot 33 + 2 \cdot 16 = 158 \text{ mm}$$

$$l_m = 2(r + e) = 2(33 + 16) = 98 \text{ mm}$$

L_m et l_m constituent la longueur et la largeur minimale de notre moteur hydraulique.

Nous utiliserons un joint métallique dont les caractéristiques sont les suivantes :

épaisseur du joint	$e_j = 2 \text{ mm}$
module d'élasticité longitudinal	$E_j = 10^6 \text{ N/mm}^2$
surface du joint	$S_j = L \cdot l - (\pi r^2 + 2ra)$ $= 18190 \text{ mm}^2$

10 boulons M8 dont les caractéristiques sont

surface totale des boulons	$S_b = 10 \pi (0,8 \cdot 8)^2 \frac{1}{4} = 321 \text{ mm}^2$
----------------------------	---

longueur du boulon	$L_b = 55 \text{ mm}$
--------------------	-----------------------

module d'élasticité longitudinal	$E_b = 2 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$
----------------------------------	-------------------------------------

limite d'élasticité	$R_e = 450 \text{ N/mm}^2$
---------------------	----------------------------

Soit Q la force engendrée par la pression à l'intérieur du moteur, nous considérerons la pression maximale disponible; $Q = (\pi r^2 + 2ar) \cdot p$

le calcul donne $Q = (\pi 33^2 + 2 \cdot 33 \cdot 60) \cdot 10^{-6} \cdot 100 \cdot 1013 \cdot 10^5$
 $= 74771 \text{ N}$

la contrainte de traction au montage vaut alors dans chaque boulon,

$$\sigma_t = F/S_b$$

avec F condition d'efficacité de serrage, F se calcul comme suit :

$$F \geq Q \frac{L_b \cdot S_j \cdot E_j}{L_b \cdot E_j \cdot S_j + e_j \cdot S_b \cdot E_b}$$

le calcul donne

$$F \geq 74771 \frac{55 \cdot 18190 \cdot 10^5}{55 \cdot 18190 \cdot 10^5 + 2 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot 321}$$

$$\geq 74875 \text{ N}$$

Nous prendrons $F = 75000 \text{ N}$

$$L_m = a + 2r + 2e = 60 + 2 \cdot 33 + 2 \cdot 16 = 158 \text{ mm}$$

$$l_m = 2(r + e) = 2(33 + 16) = 98 \text{ mm}$$

L_m et l_m constituent la longueur et la largeur minimale de notre moteur hydraulique.

Nous utiliserons un joint métallique dont les caractéristiques sont les suivantes :

- épaisseur du joint $e_j = 2 \text{ mm}$
- module d'élasticité longitudinal $E_j = 10^6 \text{ N/mm}^2$
- surface du joint $S_j = L \cdot l - (\pi r^2 + 2ra)$
 $= 18190 \text{ mm}^2$

10 boulons M8 dont les caractéristiques sont

- surface totale des boulons $S_b = 10 \frac{\pi (0,8)^2}{4} = 321 \text{ mm}^2$
- longueur du boulon $L_b = 55 \text{ mm}$
- module d'élasticité longitudinal $E_b = 2 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$
- limite d'élasticité $R_e = 450 \text{ N/mm}^2$

Soit Q la force engendrée par la pression à l'intérieur du moteur, nous considérerons la pression maximale disponible; $Q = (\pi r^2 + 2 a r) \cdot p$

$$\text{le calcul donne } Q = (\pi 33^2 + 2 \cdot 33 \cdot 60) \cdot 10^{-6} \cdot 100 \cdot 1013 \cdot 10^5 = 74771 \text{ N}$$

la contrainte de traction au montage vaut alors dans chaque boulon,

$$\sigma_t = F/S_b$$

avec F condition d'efficacité de serrage, F se calcul comme suit :

$$F \geq Q \frac{L_b \cdot S_j \cdot E_j}{L_b \cdot E_j \cdot S_j + e_j \cdot S_b \cdot E_b}$$

le calcul donne

$$F \geq 74771 \frac{55 \cdot 18190 \cdot 10^5}{55 \cdot 18190 \cdot 10^5 + 2 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot 321} \geq 74875 \text{ N}$$

Nous prendrons $F = 75000 \text{ N}$

Calcul de σ_t :

$$\sigma_t = \frac{75\,000}{321}$$

$$\sigma_t = 233 \text{ N/mm}^2$$

Soit un coefficient de sécurité $s = 1,8$ pour les boulons. La contrainte admissible σ_{adm} est alors de

$$\sigma_{adm} = \frac{R_e}{s}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{450}{1,8}$$

$$\sigma_{adm} = 250 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_t < \sigma_{adm}$$

La fixation peut se faire à l'aide de 10 boulons M8.

9 - Calcul des roulements

Pour les deux arbres, la bague intérieure tourne par rapport à la charge. Soit P_e la charge dynamique équivalente,

$$P_e = x F_r + y F_a$$

avec x : facteur radial

$$x = 1$$

y : facteur axial, les efforts axiaux ne sont ^{pas} très importants d'où nous prendrons $y = 0$

donc $P_e = F_r$, et $F_r = R_a = R_b = 10,63 \text{ daN}$

Soit C_b la charge dynamique de base

$$C_b = f_k \cdot f_d \cdot P_e \cdot \frac{L_h \cdot n}{16\,666} \quad 1/k$$

avec L_h : durée nominale en heures de fonctionnement. Le roulement est supposé fonctionner 6 heures par jour, pendant 5 ans, d'où

$$L_h = 10\,950 \text{ heures}$$

n : fréquence de rotation $n = 1\,000 \text{ tr/min}$

$k = 3$ pour des roulements à billes

Calcul de σ_t :

$$\sigma_t = \frac{75\,000}{321}$$

$$\sigma_t = 233 \text{ N/mm}^2$$

Soit un coefficient de sécurité $s = 1,8$ pour les boulons. La contrainte admissible σ_{adm} est alors de

$$\sigma_{adm} = \frac{R_e}{s}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{450}{1,8}$$

$$\sigma_{adm} = 250 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_t < \sigma_{adm}$$

La fixation peut se faire à l'aide de 10 boulons M8.

9 - Calcul des roulements

Pour les deux arbres, la bague intérieure tourne par rapport à la charge. Soit P_e la charge dynamique équivalente,

$$P_e = x F_r + y F_a$$

avec x : facteur radial

$$x = 1$$

y : facteur axial, les efforts axiaux ne sont ^{pas} très importants d'où nous prendrons $y = 0$

donc $P_e = F_r$ et $F_r = R_a = R_b = 10,63 \text{ daN}$

Soit C_f la charge dynamique de base

$$C_f = f_k \cdot f_d \cdot P_e \cdot \frac{L_h \cdot n}{16\,666} \quad 1/k$$

avec L_h : durée nominale en heures de fonctionnement. Le roulement est supposé fonctionner 6 heures par jour, pendant 5 ans, d'où

$$L_h = 10\,950 \text{ heures}$$

n : fréquence de rotation $n = 1\,000 \text{ tr/min}$

$k = 3$ pour des roulements à billes

$f_k = 1,09$; facteur de correction d'engrènement .

$f_d = 1,05$; facteur de correction d'accouplement avec un moteur électrique .

d'où le calcul donne

$$C = 1,09 \cdot 1,05 \cdot 50,63 \cdot \frac{10950 \cdot 1000}{16\ 666}^{1/3}$$

$$= 503,75 \text{ daN}$$

Nous choisirons donc 4 roulements du type 15 BC 03 ou alors SKF 6302 .

N'ayant pas trouvé sur le marché ce type de roulement , le calcul ayant largement été exagéré , nous avons remplacé ces 4 roulements par ,

- 2 du type 20 BC 02 ou SKF 6204 .

- 2 du type 17 BC 02 ou SKF 6203 .

$f_k = 1,09$; facteur de correction d'engrènement .

$f_d = 1,05$; facteur de correction d'accouplement avec un moteur électrique .

d'où le calcul donne

$$C = 1,09 \cdot 1,05 \cdot 50,63 \cdot \frac{10950 \cdot 1000}{16\,666}^{1/3}$$

$$= 503,75 \text{ daN}$$

Nous choisirions donc 4 roulements du type 15 BC 03 ou alors SKF 6302 .

N'ayant pas trouvé sur le marché ce type de roulement , le calcul ayant largement été exagéré , nous avons remplacé ces 4 roulements par ,

- 2 du type 20 BC 02 ou SKF 6204 .

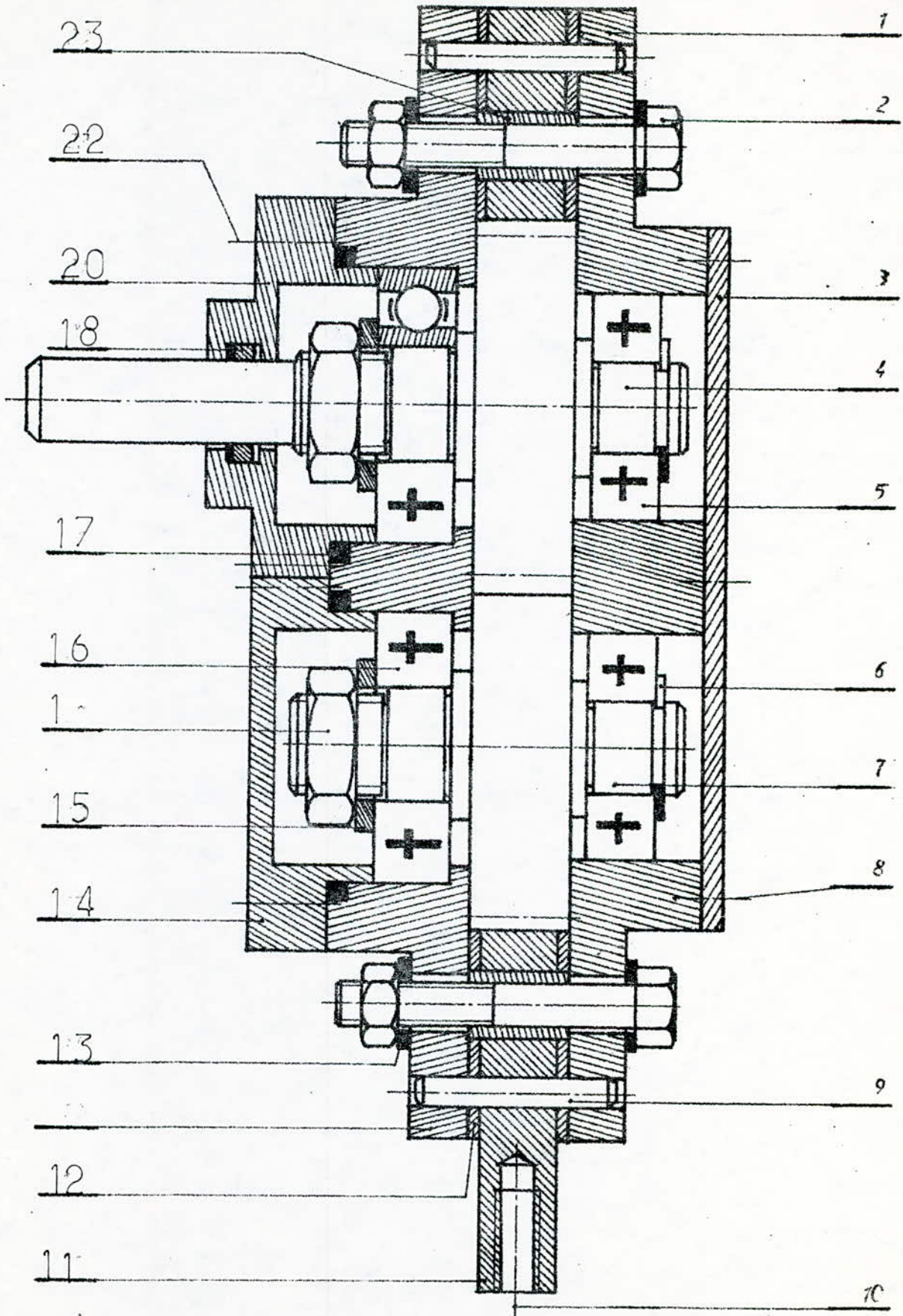
- 2 du type 17 BC 02 ou SKF 6203 .

II chapitre 2

ANALYSE DE FABRICATION

Dans ce chapitre, nous allons voir le côté fabrication, nous présenterons une vue d'ensemble du moteur hydraulique à réaliser. Chaque élément de ce dernier sera entièrement défini, s'agissant d'une réalisation unique, nous aurions pu nous suffire des dessins de définition pour la fabrication, néanmoins, nous élaborerons une gamme de fabrication de quelques éléments, les plus complexes.

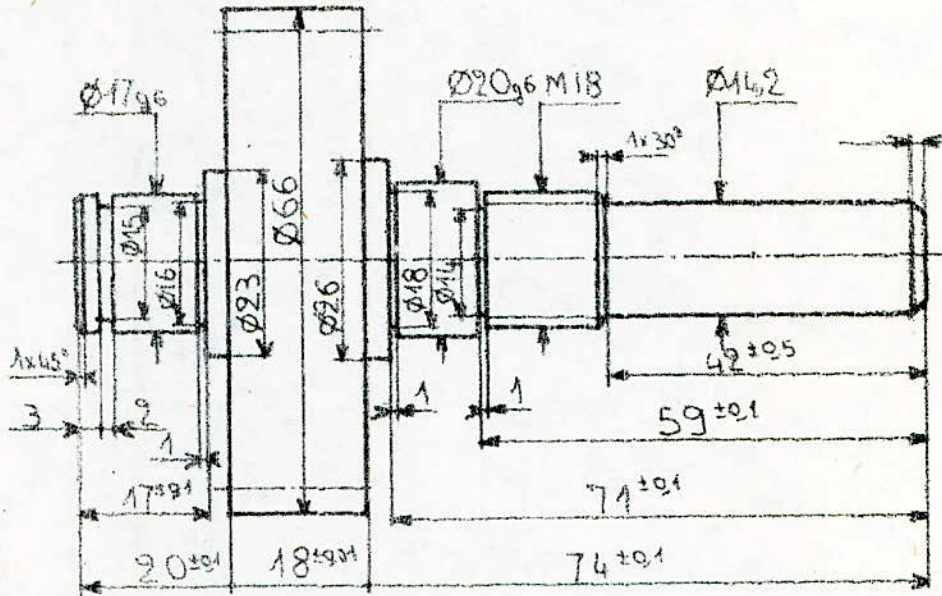
1 - Dessin d'ensemble du moteur hydraulique



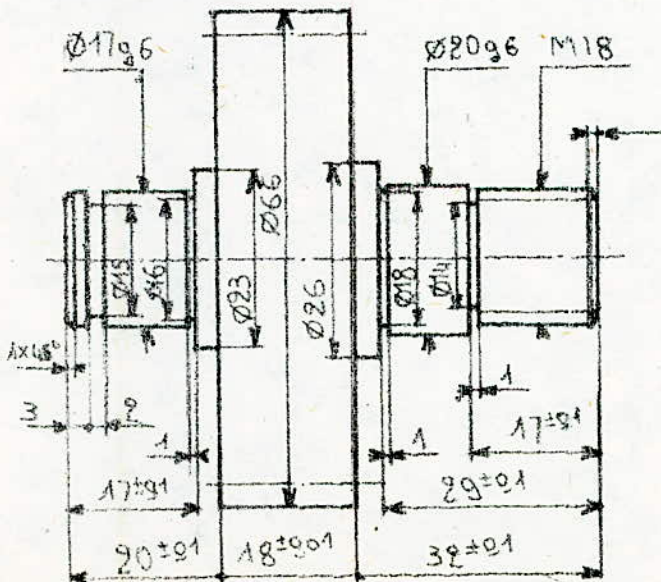
Schelle 1:1

2 - Dessins de définitions

2.1 - Dessins de définition des arbres pignons (K 2, K 3)



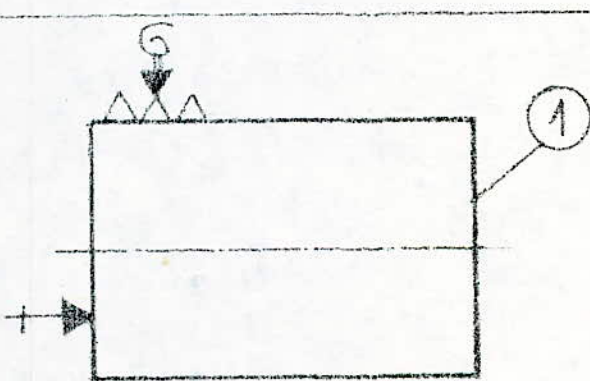
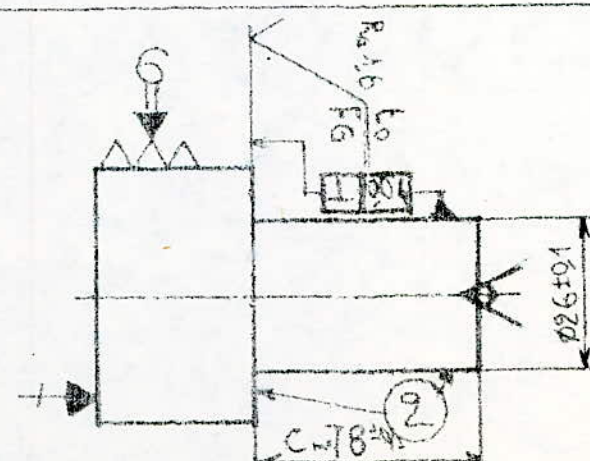
Echelle : 1

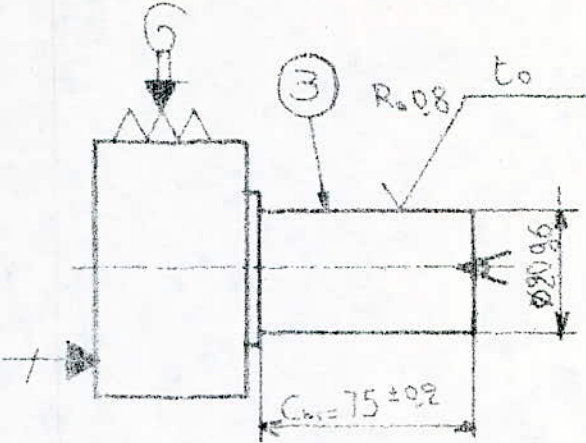
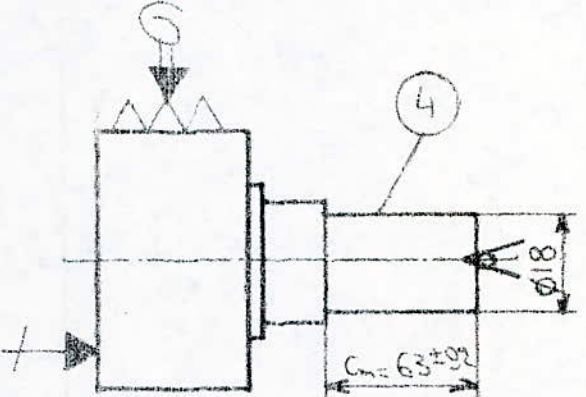
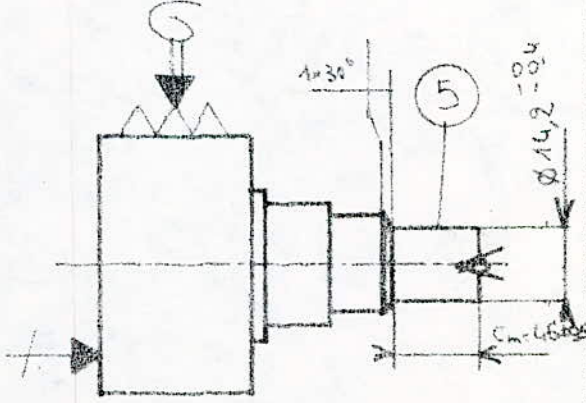


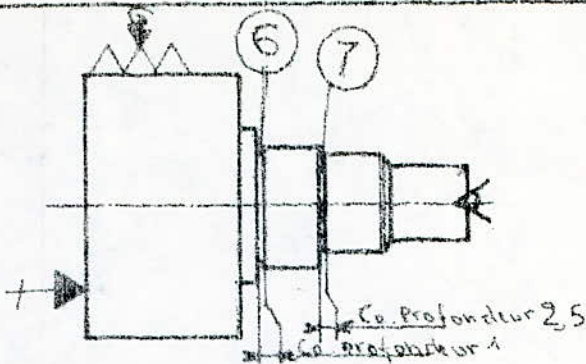
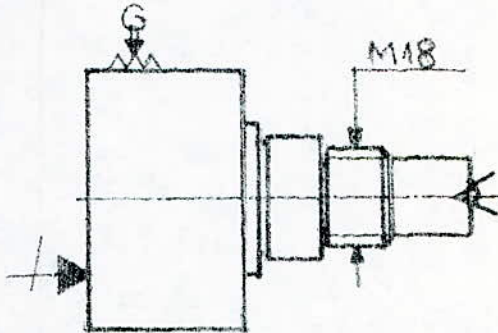
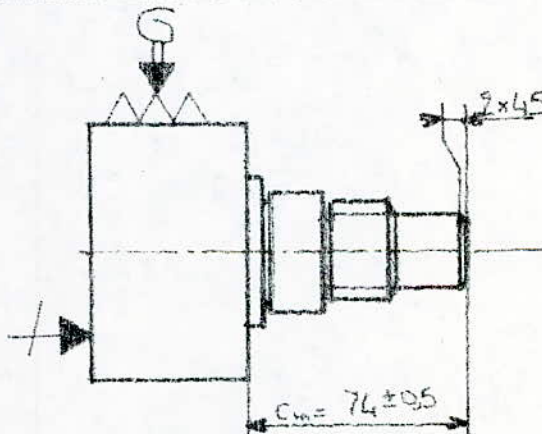
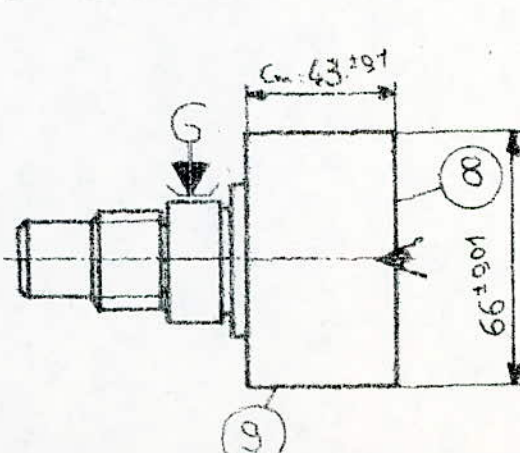
Echelle : 1

Les arbres pignons ont le même nombre de dents. Il sont identiques à la différence que l'un sera débouchant, l'autre sera enfoncé. Nous donnerons une gamme de fabrication des arbres pignons.

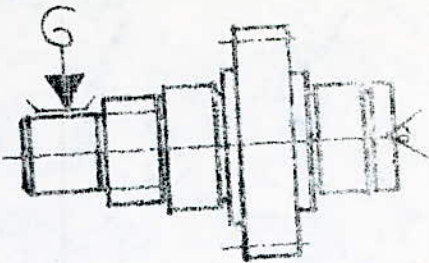
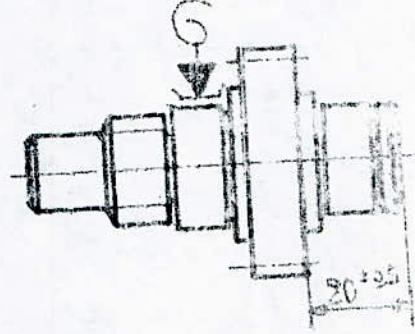
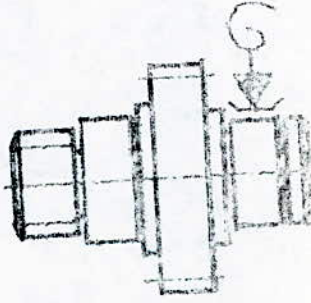
- Gamme de fabrication des pignons

Projet d'étude de fabri-		Bureau : E N P		Contrôle:	
Ensemble: <i>Moteur hydraulique</i>		Brut: Profil rond	Nbre pièces: 2	Atelier: E N P	
Élément: Arbre pignon		Matériau: ADX	Cadenas: Pièce unique		
P/s	Op	Désign-	Poste de trav	Crquis	Outil
1		debit de matière, profil rond 070x125	Scie		
2/1	1	dressage del 1). 1 passe	Tour		outil à dresser
	2	centrage			foret à centrer
	3	ébauche, 1/2, finition, finition de (2)	Tour		outil coupeau

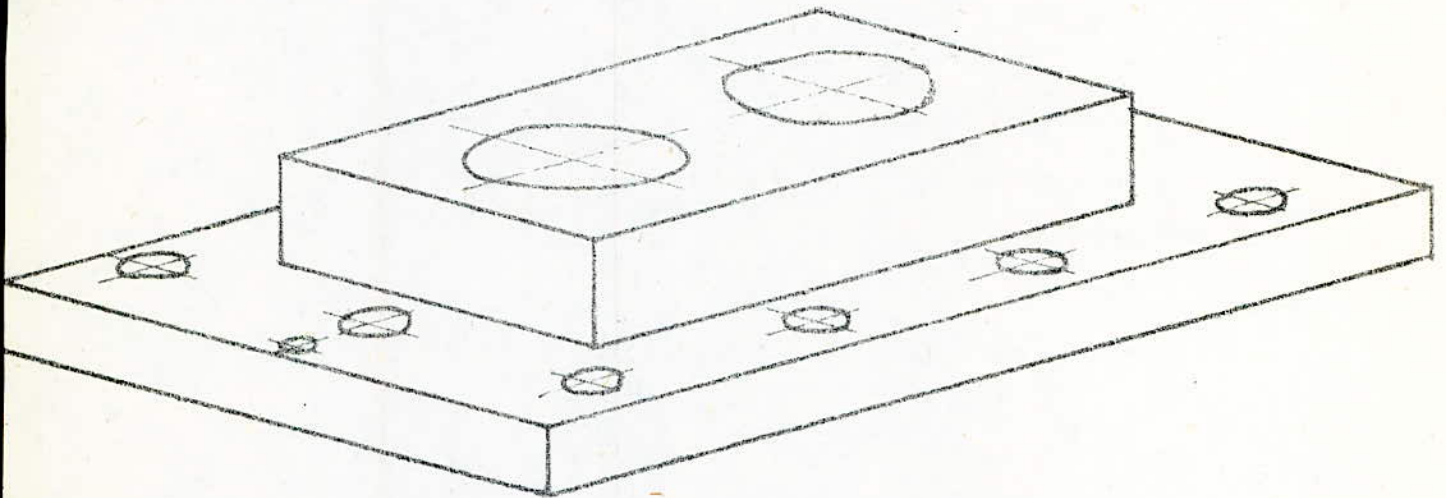
	<p>4</p> <p>ébauche, demi-fini- tion, finition de (3)</p>	<p>Tour</p>		<p>outil couteau</p>
	<p>5</p> <p>demi-fini- tion, finition de (4)</p>			<p>outil couteau</p>
	<p>6</p> <p>demi-fini- tion, finition de (5) rotation du porte outil de 45°, réa- lisation du chan- frein 7x45°</p>			<p>outil couteau</p>

	<p>7 usinage des saignées (6) et (7)</p>	<p>Tour</p>		<p>outil à saigner</p>
	<p>8 filetage</p>	<p>Tour</p>		<p>outil à fileter extérieur</p>
	<p>9 dressage de (1) pour supprimer le trou de centrage réalisation du chanfrein 2x45°</p>	<p>Tour</p>		<p>outil à dresser</p>
<p>2/2</p>	<p>7 dressage de (8) 1^{re} passe 2 centrage 3 ébauche 1/2 finition finition de (9)</p>	<p>Tour</p>		<p>outil à dresser foret à centrer outil à chanfreiner</p>

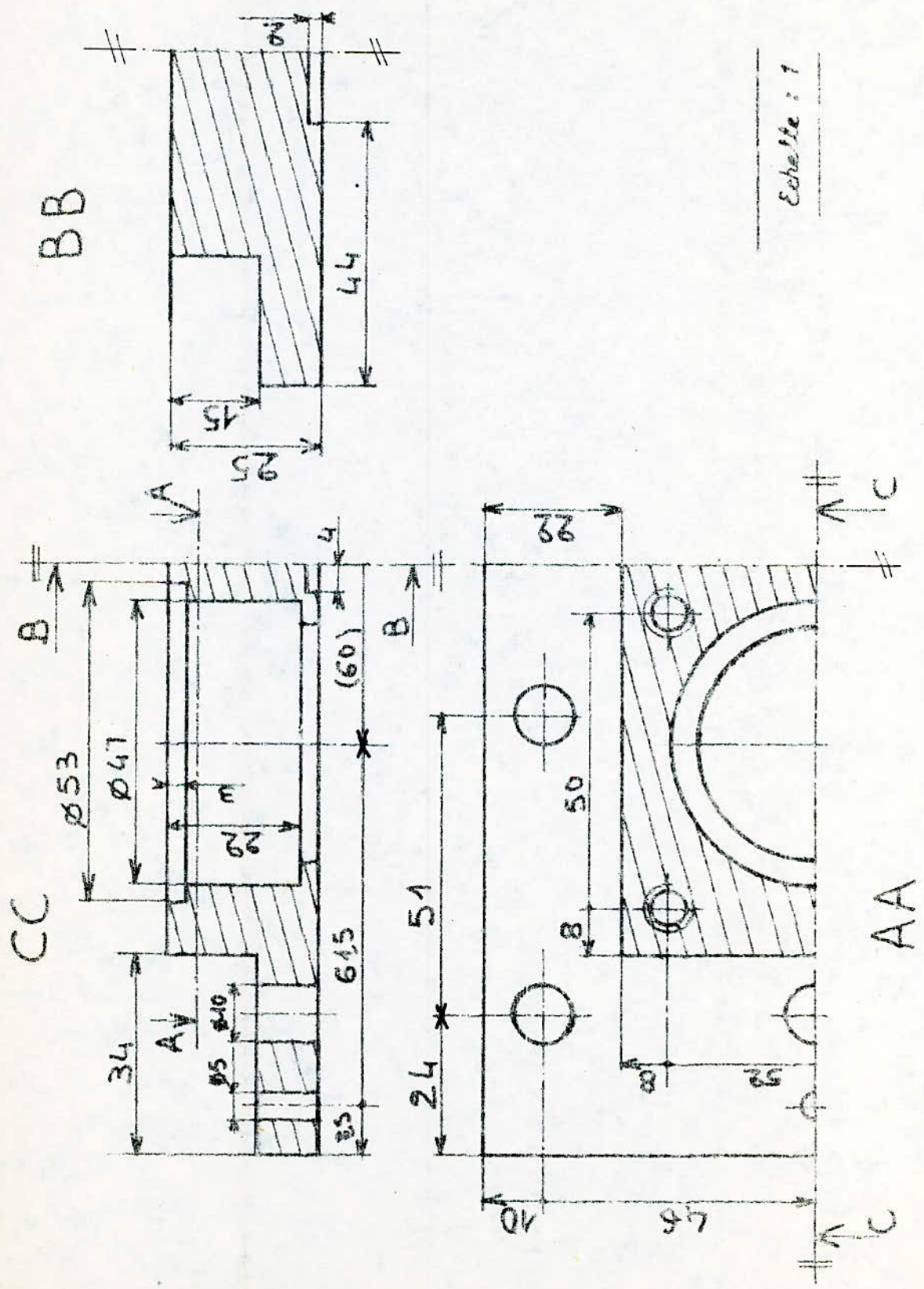
<p>4</p>	<p>ébauche, 1/2 fini- tion, finition de (10)</p>	<p>Tour</p>		<p>outil couteau</p>
<p>5</p>	<p>1/2 fini- tion, finition de (11)</p>	<p>Tour</p>		<p>outil couteau</p>
<p>6</p>	<p>usinage des sai- gnées (12) et (13)</p>			<p>outil à saigner</p>

3/1	1	taillage de l'engrenage $m = 3$ $Z = 20$		fraise de module 3
4/1	1	dressage de (8), pour supprimer le trou de centrage réalisé lors du chanfreux $7 \times 45^\circ$		outil à dresser
4/2	1	tronçonnage de (5), une pièce sur deux		outil à tronçonner
<p>Les différents contacts ont été faits au pieds à coulisse et au palmer</p> <p>* P/s : phase et sous-phase ex : 2/1 ; phase 2, sous-phase 1</p> <p>* Op : opération</p>				

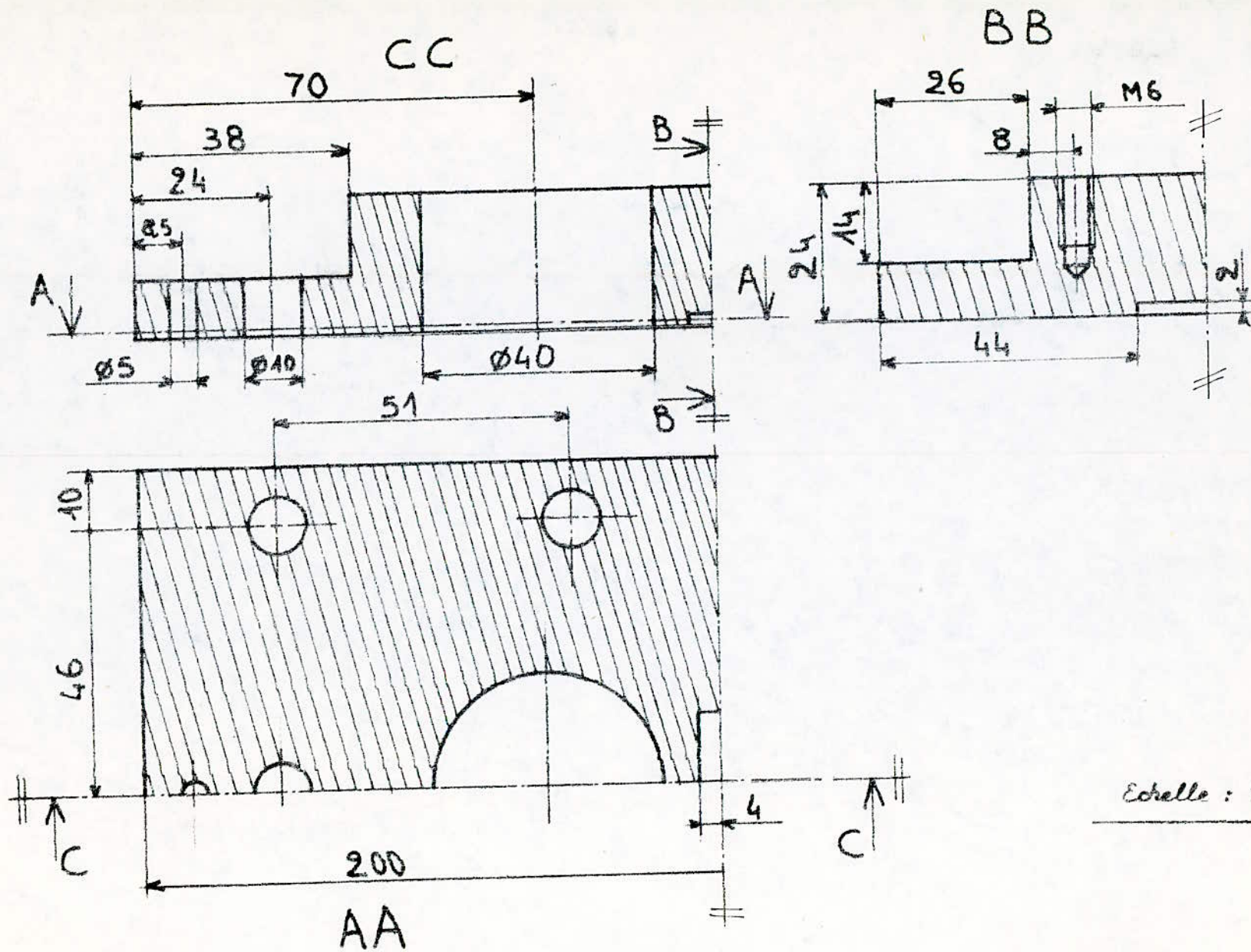
2.2 - Dessins de définitions des flasques (K 1 , K 5)



Les deux flasques présentent une symétrie suivant deux axes rectangulaires ,
nous dessinerons des demi-vues .



Echelle : 1



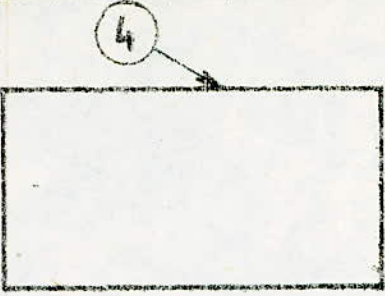
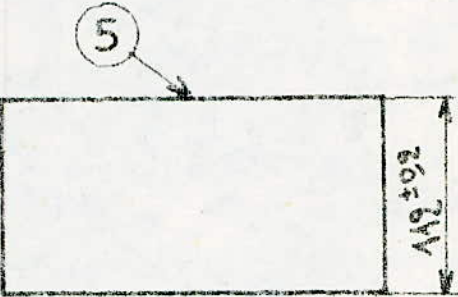

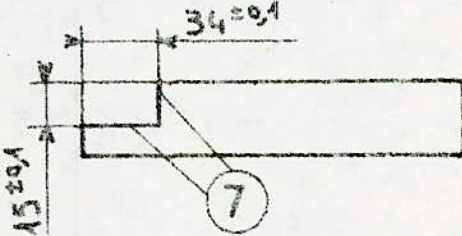
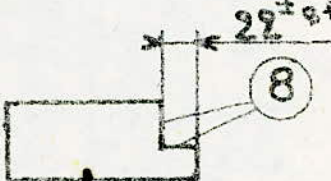
Echelle : 1

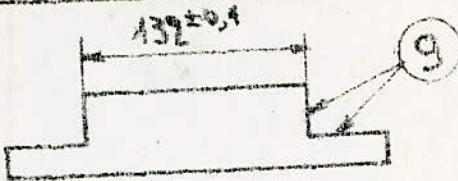
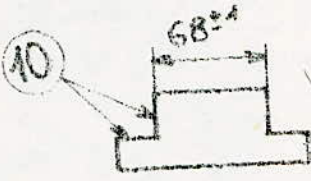
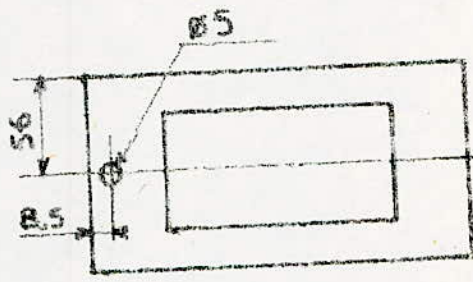
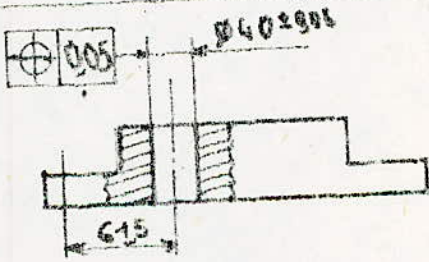
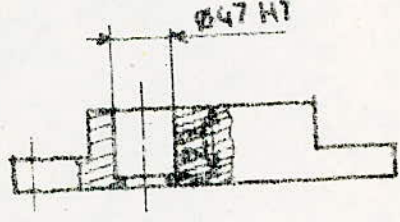
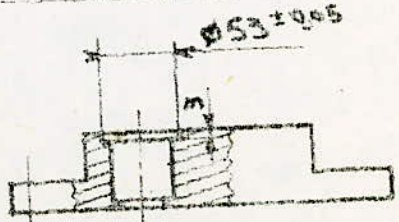
Pour la réalisation de ces flasques, nous utiliserons un fer plat de 30. Le brut est obtenu à l'oxycoupage, subit un passage à la meule afin de supprimer la croûte, puis sur étau-limeur pour l'obtention d'un parallélépipède de dimensions suivantes $210 \times 120 \times 30$

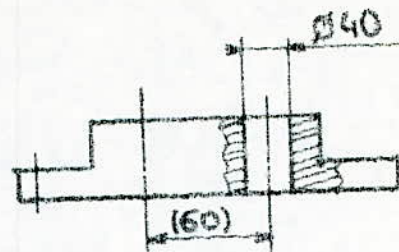
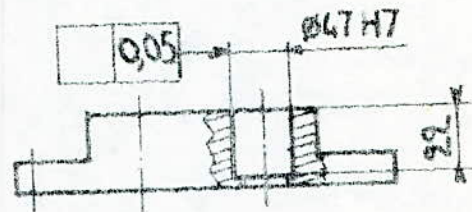
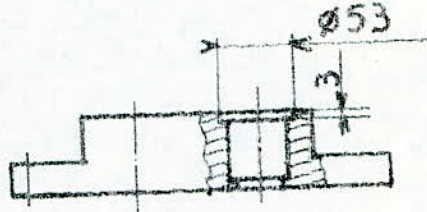
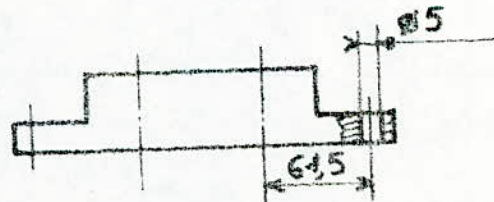
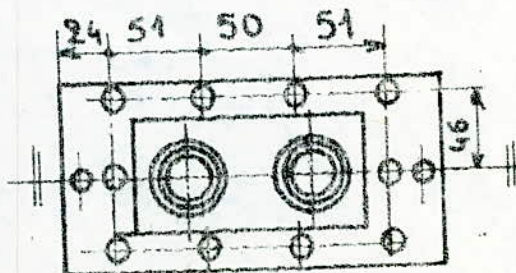
Nous donnerons une gamme de fabrication pour le flasque comportant le plus d'usinages c'est à dire le flasque K 5

• Gamme de fabrication du flasque gauche

Projet d'étude de fabrication			Bureaux : E N P		Contrôle	
Ensemble : Moteur hydraulique			Brut : Fer plat		N° de pièce 1	
Élément : Flasque gauche			Matériau : AIX		Atelier : E N P	
P/s *	Op *	Désigna-	Poste de trav	Cinqis		Ouïl
1		débit de matière fer plat $250 \times 150 \times 30$	soudure			
2		meulage	meule			
3		obtention d'un parallélépipède de $210 \times 120 \times 30$	étau-limeur			
4/1	1	surfaçage (1), deux passes	fraiseuse			fraise 2 tailles 63.40
	2	surfaçage (2); une passe				
	3	surfaçage (3)				

4/2	1	surfaçage de (4) 2 passes	fraiseuse		fraise 2 tailles 63.40
4/3	1	surfaçage de (5), appui plan sur (8)	//		//
4/4	1	surfaçage de (6), appui plan sur (9)	//		//
	2	surfaçage de (7),	//		//
	3	surfaçage de (8)	//		//

4	surfaçage de (9)	fraiseuse		fraise 2 tailles 63.40
5	surfaçage de (10)	//		//
6	perçage trou Ø 5	//		foret Ø 5
7	perçage trou Ø 40 avant trous de Ø 10, Ø 20, Ø 25, Ø 30, Ø 35.	//		foret Ø 10, Ø 20 fraises Ø 25, Ø 30, Ø 35, Ø 40
8	alésage trou Ø 40 H7	//		tête à aléser
9	lamage Ø 53	//		tête à aléser

10	perçage trou de $\varnothing 40$ après trous de $\varnothing 10$ $\varnothing 20$ $\varnothing 25$ $\varnothing 30$ $\varnothing 35$	fraiseuse		forêt $\varnothing 10, \varnothing 20$ fraises $\varnothing 25, \varnothing 30$ $\varnothing 35, \varnothing 40$
71	alésage trou de $\varnothing 40 H7$	//		tête à aléser
12	lamage	//		tête à aléser
13	perçage trou de $\varnothing 5$	//		forêt de $\varnothing 5$
14	perçage des trous de $\varnothing 10$	//		forêt de $\varnothing 10$

15	perçage des trous Ø5, pour taraudage profondeur 15	lraiseuse		outil de Ø5
4/5	1 réalisation de la rainure, appui plan sur (6), profondeur 2			fraise à rainures Ø8
5	1 taraudage M6			jeu de taraux M6

* P/s : phase et sous-phase, ex : 4/4 phase 4, sous-phase 4

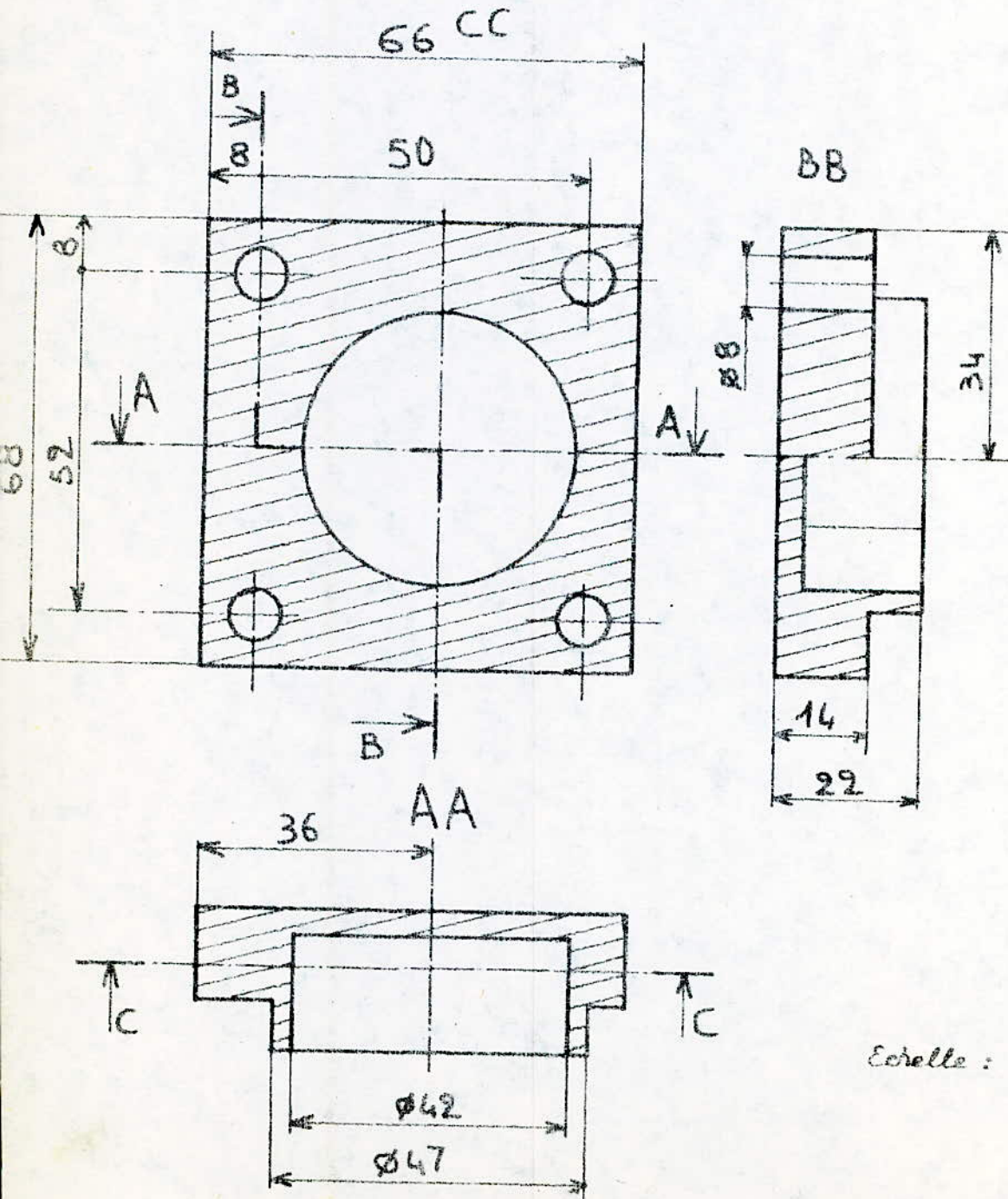
* Op : opération

Devant toute la phase 4 l'ablocage de la pièce est réalisé sur étau.

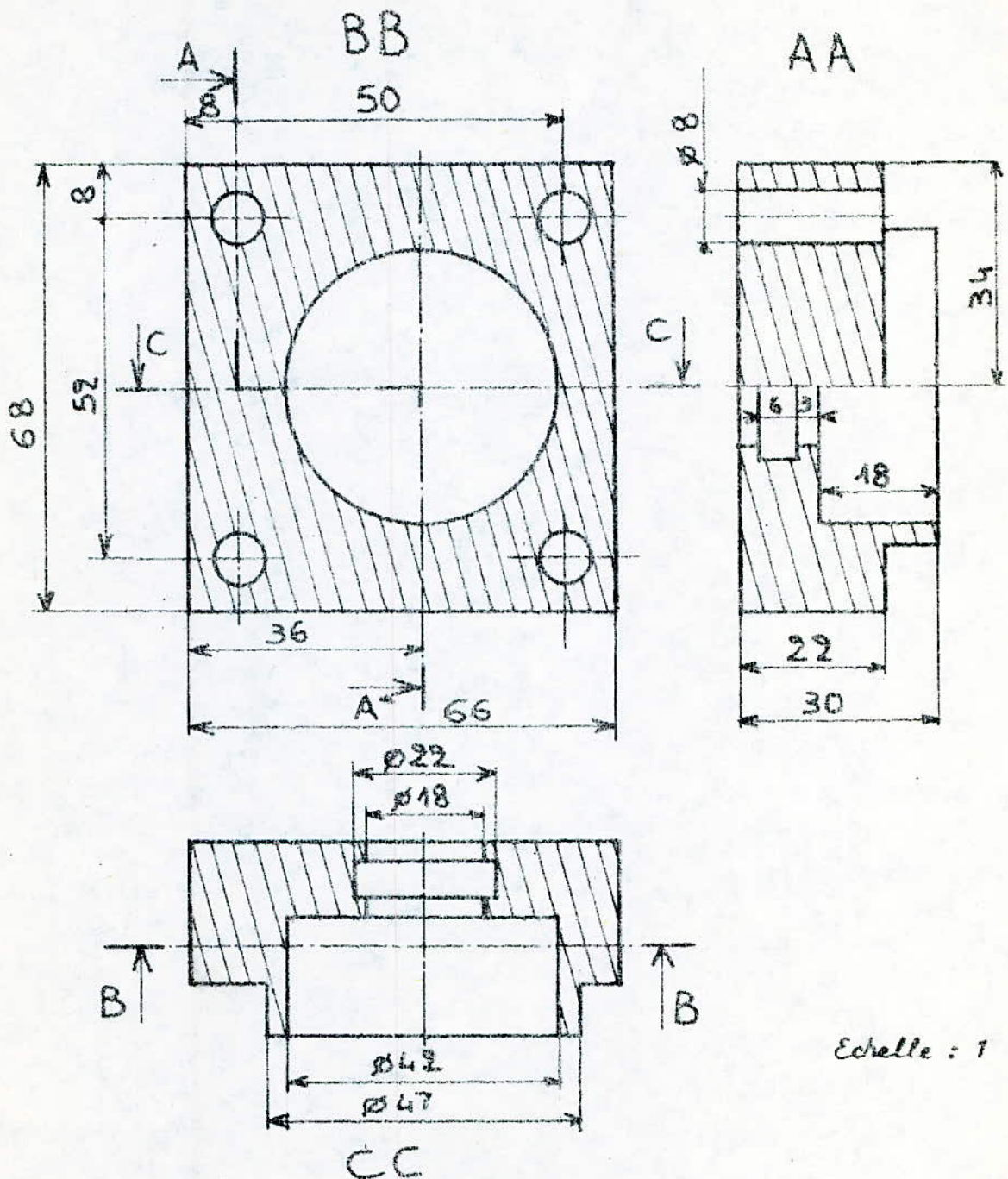
- Une fois le premier épaulement réalisé immobiliser la table de façon à conserver la cote de 15 pour les quatre épaulements.
- Réalisation des sous-phases 4/4.8 et 4/4.11 : après avoir calculé le nombre de tours que doit faire le vernier de la table pour une profondeur de 22 mm, nous avons réalisé une première passe et avons réglé la fin de course de l'outil avec le zéro du vernier.
- Le perçage des trous de centrage et des alésages est fait tel que nous le voyons sur la gamme de fabrication pour avoir un bon alignement d'une part, et garder le jeu de la vis de la table dans un seul sens d'autre part.

- Pour la réalisation du flasque droit, nous pourrions nous aider de la gamme de fabrication, en modifiant les différentes cotes, de plus sa réalisation suit celle du flasque gauche sans les opérations 8, 9, 11 et 12.

2.3 - Dessins de définitions des couvercles (K 6, K 7)



Echelle : 1

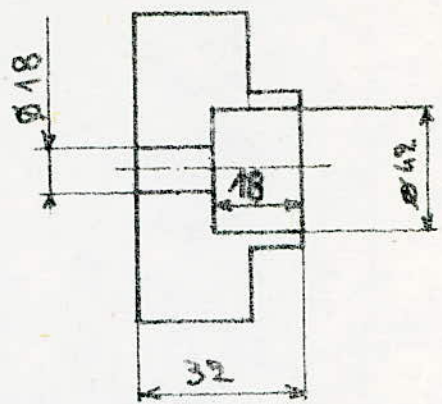
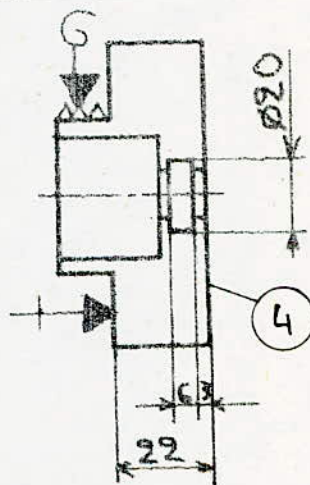
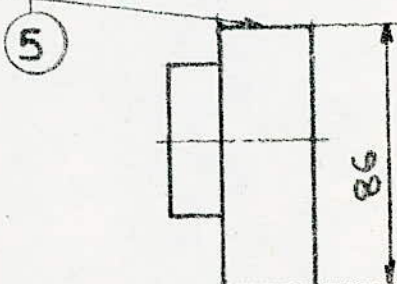
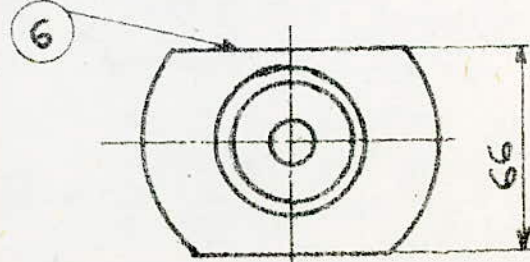


Echelle : 1

- Pour la réalisation de ces couvercles nous avons utilisé un profil rond de $\varnothing 100$, le magasin de l'école ne disposant pas de fer plat de 35 mm d'épaisseur. Nous donnerons également une gamme de fabrication du couvercle présentant le plus d'intérêt à savoir le couvercle K 7

- Gamme de fabrication du couvercle (K 7)

Projet d'étude de fabrication			Bureau : E N P		Contrôle	
Ensemble : Moteur hydraulique			Brut : Fer rond	N° de pièce	Atelier : E N P	
Élément : Couvercle			Matériau : A01%	Cadence : pièce unique		
P/s *	Op *	Designa-	Poste de trav.	Croquis		Util
1		débit de matière fer rond Ø100x60				
2/1	1	dressage de (1)	tour			outil à dresser
	2	centrage				foret à centrer
	3	chariotage de (2)				outil à charioter
	4	ébauche, demi-finition, finition de, (3)				

	<p>5 perçage trou de $\varnothing 18$</p> <p>6 alésage</p> <p>7 tronçonnage</p>	<p>tour</p>		<p>foret de $\varnothing 18$</p> <p>outil à aléser</p> <p>outil à tronçonner</p>
<p>2/2</p>	<p>1 dressage de (4)</p> <p>2 réalisation de la gorge</p>	<p>tour</p>		<p>outil à dresser</p> <p>outil à gorge intérieur</p>
<p>3/1</p>	<p>surlaçage de (5) fraise seuse</p>			<p>fraise 2 tailles 63.40</p>
<p>3/2</p>	<p>surlaçage de (6) appui plan sur (5)</p>			<p>fraise 2 tailles 63.40</p>

3/3	surfaçage de (7)	fraiseuse		fraise 2 tailles 63.40
3/4	surfaçage de (8), appui plan sur (7)			fraise 2 tailles 63.40
3/5	perçage des trous de $\varnothing 8$			forêt de $\varnothing 8$

* P/s : phase et sous-phase, ex : 2/1 phase 2, sous-phase 1

* Op : opération

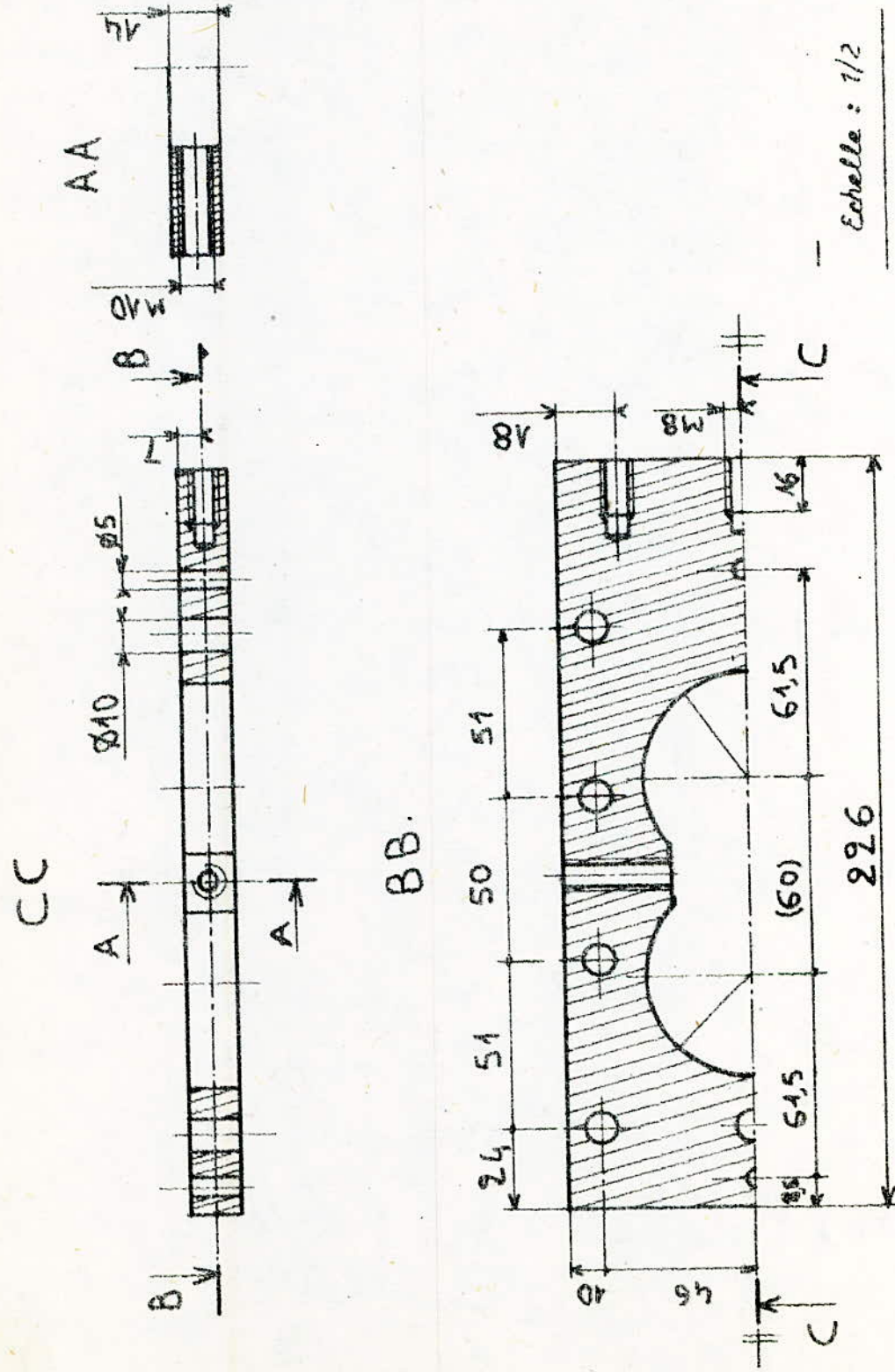
- La réalisation du deuxième couvercle se fait également à partir d'un profil rond de $\varnothing 100$.

Pour les formes extérieures, elles sont les mêmes, mis à part la hauteur, elle est de 22 pour le couvercle K6 et de 30 pour le couvercle K7.

Pour les formes intérieures, l'alésage de $\varnothing 42$ n'est pas débouchant

2.4 - Dessin de définition du corps (K 4)

Le corps présente une symétrie suivant un axe



Pour la réalisation du corps, nous utiliserons du fer plat de 20. Comme pour les flasques le brut est obtenu à l'oxycoupage, subit un passage à la meule pour supprimer la croûte et sur étau-limeur pour l'obtention d'un parallélépipède de dimension suivantes 230x120x16. Nous donnerons également une gamme de fabrication de cet élément.

- Gamme de fabrication du corps (K 4)

Projet d'étude de fabrication		Bureau : E N P		Contrôle :	
Ensemble : Moteur hydraulique		Brut: Fer plat		N° de pièce: 1	
Elément : Corps		Matière: ADX		Cadence: unique	
P/s	Op	Designation	Poste de travail	Crépis	Outil
1		débit de matière fer plat 260x140x20	soudure		
2		meulage	meule		
3		obtention du parallélépipède 230x120x20	étau-limeur		
4/1	1	surfaçage de (1) 1 ^{re} passe	fraiseuse		fraise 2 taille 63.40
4/2	1	surfaçage de (2) appui pl sur (1)			
	2	surfaçage de (3) et (4) fraisage en bout			

4/3		surfaçage de (5) 1 passe			
4/4		surfaçage de (6) appui plan sur (5)			
4/5	1	perçage (7), Ø5	fraiseuse		foret Ø5 forets Ø10, Ø20 fraises 2 tailles Ø25, Ø30, Ø35, Ø45, Ø50, Ø63 tête à aléser
	2	perçage (8), Ø66 avants trous Ø10, Ø20, Ø25, Ø30, Ø35, Ø45, Ø50, Ø63			
	3	perçage (9), Ø66 à opération que (8)			
	4	perçage (10), Ø5			
	5	perçage (11), 10 trous de Ø10			
	6	surfaçage de (13) et (14)			
4/6	1	perçage (15), Ø8 pour taraudage			foret Ø8
	2	perçage (16), Ø8			
4/7		perçage (17), Ø6,4 pour taraudage			foret Ø6,4

5/1	1	taroudage M8			jeu de tarouds M8
	2	taroudage M10			jeu de tarouds M10

* P/s : phase et sous phase , ex 4/5 , ; phase 4 , sous-phase 5

* Op : opération

- Comme pour les flasques , l'usinage des trous de $\phi 5$ et des alésages $\phi 66$ doit se faire successivement afin d'avoir un bon alignement et garder le jeu de la vis de la table dans un seul sens .

- Nous avons donné deux types de gamme . Les premières , celles des arbres pignons , flasque et couvercles , sont destinées aux grandes séries , celle du corps pour les petites séries ou pièce unique . Généralement , pour une pièce unique , nous établissons une gamme de fabrication , lorsque la pièce à usiner présente des travaux délicats ou compliqués .

Nous terminerons ce chapitre par quelques remarques et suggestions .

- Le taillage des engrenages ne s'est pas fait sans difficulté , le magasin de l'école ne disposant pas de fraise module de 3 pour 20 dens , nous avons eu recours à une aide extérieure .

- La matière pour la réalisation des flasques a été ramenée de l'extérieur également

- Les machines n'étaient disponibles que les après-midis (fraiseuses) .

- L'outillage faisait défaut .

-Nous suggérons , si à l'avenir des sujets de réalisation seront encore donnés , de réserver une machine et un outillage uniquement pour l'étudiant et à ce dernier de faire un recensement de ses besoins avant de débiter ses travaux , afin de porter les corrections nécessaires si la matière , accessoires ou autres ne sont pas disponibles au magasin .

Afin que notre réalisation ait un sens, et comme convenu, nous nous sommes fixés pour but essentiel l'exploitation de notre moteur hydraulique comme T.P (Travaux Pratique).

Après montage du moteur hydraulique, ce dernier a subi un rodage au tour. Nous avons lié l'arbre sortant (K2) au mandrin du tour, et fait reposer le moteur hydraulique sur le bâti dans une position horizontale. Nous avons également profité de la présence des orifices d'aspiration et de refoulement pour assurer le graissage. Nous avons commencé le rodage avec une faible fréquence de rotation, puis avons augmenté progressivement cette dernière jusqu'à 1000 tr/min.

Nous appellerons le T.P que nous présenterons "Essai à vide d'un moteur hydraulique". Ce titre a été choisi car l'arbre sortant (K2), ne sera relié à aucun appareillage ou autre.

En général, pour une installation hydraulique, le paramètre variable est le débit, la pression étant maintenue constante. Nous étudierons la variation de la fréquence de rotation en fonction du débit à pression constante.

1 - Présentation du T.P

1.1 - Description de l'installation

Les applications des transmissions hydrauliques de puissance se développent régulièrement dans différentes industries. On peut citer, entre autre, les industries de construction d'appareils de levage et de manutention (chargeurs, élévateurs, grues, convoyeurs), les industries de construction mécanique (presses, machines de déformation, machines outils),

L'hydraulique est utilisée dans ces applications, en raison des avantages suivants :

- de l'amplification des forces.
- d'une puissance spécifique élevée.
- des possibilités d'asservissements.
- de la variation continue de la vitesse.
- de la souplesse d'emploi avec les autres transmissions de puissance.
- de la sécurité d'emploi.

Le banc hydraulique H20 a été conçu pour offrir la possibilité d'effectuer des expériences et des essais sur divers appareillages étudiés dans le cours de transmission hydraulique de puissance.

Les pressions d'alimentation et de refoulement peuvent être réglées et mesurées, permettant ainsi l'étude de nombreuses applications. Les appareils de mesure sont montés sur le tableau de contrôle du banc et permettent d'effectuer, soit des études quantitatives des principaux paramètres de fonctionnement, soit des démonstrations didactiques des principes de fonctionnement des éléments hydrauliques.

Les montages expérimentaux se placent sur le plateau supérieur du banc, devant le tableau des appareils de mesure, afin de pouvoir procéder aux différents réglages, tout en observant le déroulement de l'expérience.

On distingue trois parties principales sur le banc d'essai H20

- 1- le réservoir d'huile, la pompe à engrenage et son moteur électrique d'entraînement.
- 2- le plan de travail du banc.
- 3- le tableau des appareils de mesure.

1.2 - But de la manipulation

Nous étudions la variation de la fréquence

de rotation en fonction du débit, à pression constante.

Le débit est continuellement réglable entre 0,5 et 16,4 l/min, la pression d'alimentation est continuellement réglable sur la plage de 0,34 à 10,3 MPa (1 MPa = 10 bars).

Nous ferons varier la pression par bond de 10 bars, et le débit par bond de 1 l/min.

Mesures:

la pression $p =$

Q_{eff}	n	P_{eff}
:	:	:
:	:	:
:	:	:
:	:	:
:	:	:
:	:	:
:	:	:

Questions:

- Expliquer le principe de fonctionnement d'un moteur hydraulique à engrenage
- Démontrer $Q_{eff} = 2 \sqrt{k} Z m^3 n \eta_v$
- Si $k = 6$ (k : coefficient de largeur) et $m = 3$ mm (module). Calculer le nombre de dents Z ?
- Calculer la puissance disponible, si le refoulement se fait à la pression atmosphérique.
- $\eta_v = 0,85$, pour quelques valeurs de Q_{eff} . Calculer n . Comparer cette valeur avec celle relevée.

Expliquer.

L'hydraulique est utilisée dans ces applications, en raison des avantages suivants :

- de l'amplification des forces.
- d'une puissance spécifique élevée.
- des possibilités d'asservissements.
- de la variation continue de la vitesse.
- de la souplesse d'emploi avec les autres transmissions de puissance.
- de la sécurité d'emploi.

Le banc hydraulique H20 a été conçu pour offrir la possibilité d'effectuer des expériences et des essais sur divers appareillages étudiés dans le cours de transmission hydraulique de puissance.

Les pressions d'alimentation et de refoulement peuvent être réglées et mesurées, permettant ainsi l'étude de nombreuses applications. Les appareils de mesure sont montés sur le tableau de contrôle du banc et permettent d'effectuer, soit des études quantitatives des principaux paramètres de fonctionnement, soit des démonstrations didactiques des principes de fonctionnement des éléments hydrauliques.

Les montages expérimentaux se placent sur le plateau supérieur du banc, devant le tableau des appareils de mesure, afin de pouvoir procéder aux différents réglages, tout en observant le déroulement de l'expérience.

On distingue trois parties principales sur le banc d'essai H20

- 1- le réservoir d'huile, la pompe à engrenage et son moteur électrique d'entraînement.
- 2- le plan de travail du banc.
- 3- le tableau des appareils de mesure.

1.2 - But de la manipulation

Nous étudierons la variation de la fréquence.

- Quelles remarques pouvez-vous porter à partir de l'observation du tableau de mesure.

1.3 - Mode opératoire

- mettre en marche le banc en agissant sur le commutateur. Position ON.
- Pour le réglage de la pression, agir sur le bouton moleté se trouvant à gauche du plan de travail et lire la pression sur les manomètres montés sur le tableau des appareils de mesure.
- Le régulateur à débit variable est placé sur le côté gauche du tableau des appareils de mesure, agir sur la vis. Le réglage est précis et la lecture aisée.

Remarques:

Ce T.P, tel qu'il est présenté, ne présente pas un grand intérêt, il est possible d'en améliorer le contenu, si nous avions disposé d'un frein mécanique, pneumatique ou électrique. Nous aurions pu ainsi déterminer la puissance de notre moteur, calculer les différents rendements. Faut de temps et de moyens, c'est avec regret que nous nous sommes limités à ce travail.

Conclusion

D'une conception et réalisation simple, ce type de construction est surtout utilisé en mode pompe. Leurs avantages, c'est qu'elles permettent d'utiliser des pressions importantes, des vitesses de rotation élevées et présentent un débit sensiblement constant. L'inconvénient majeur est la mauvaise étanchéité entre les flans des pignons et les flasques.

Pour notre part, nous déplorons le manque de documentation concernant ce type de moteur hydraulique, et le manque de temps. Néanmoins nous sommes satisfaits de notre contribution à l'enrichissement des moyens didactiques et pédagogiques de notre département.

