

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

12/95

وزارة التربية الوطنية

MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT

*Genie Mecanique*

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

**PROJET DE FIN D'ETUDES**

**SUJET**

*Étude et conception d'une presse  
hydraulique d'établi d'une  
capacité de 10 t*

**24 PLANCHES**

Proposé par :

**M<sup>r</sup> MADANI Mohamed**

Etudié par :

**M<sup>r</sup> KHRIS Elias  
M<sup>r</sup> SAHRAOUI Omar**

Dirigé par :

**M<sup>r</sup> MADANI Mohamed**

PROMOTION  
*juillet 1995*

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

## DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

- *Mon père qui m'a tant donné*
- *Ma mère qui m'a toujours soutenu et encouragé*
- *Mon frère Mourad*
- *Mes grands parents*
- *Mes tantes*
- *Mes oncles*
- *Toute la famille Benoufella*
- *Mes amis pour ne citer que : Omar, Samia, Fouad, Méziane, Sofiane, Omar,...*

E. KHRIS

## DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

- *Mon père qui a tant sacrifié pour mes études*
- *Ma mère qui m'a toujours encouragé*
- *Mes frères et soeurs*
- *Ma grand mère*
- *La mémoire de Hocine Benaouadj*
- *Oussama et Hasna*
- *Mes amis pour ne citer que : Elias, Fouad, Abdelbasset, Saabi,...*

O. SAHRAOUI

## REMERCIEMENTS

Nous remercions tous les enseignants qui ont contribué à notre formation, les membres du jury ainsi que tous ceux qui ont collaboré de près ou de loin à l'élaboration de notre projet.

Notre pensée va à:

- Mr MADANI MOHAMED, maître assistant, pour sa contribution à ce modeste travail, notamment, par ses judicieux conseils, ses encouragements soutenus ainsi que sa sollicitude de tous les instants,

- Mr HAMDANI FOUAD, ingénieur, pour sa participation à la saisie de ce mémoire.

## RESUME

Dans notre projet de fin cursus, nous ferons l'étude, la conception et la réalisation d'une presse hydraulique d'établi à commande manuelle qui servira essentiellement au montage et démontage de pièces mécaniques (ex : roulement dans un moyeu, nécessaire d'une pompe à eau...).

Notre travail sera divisé en trois parties essentielles :

- *Aperçu sur l'hydraulique*
- *Etude théorique*
- *Dimensionnement et conception*

## SUMMARY

In our project of study end, we will set a study, a conception and a realisation of an hydraulic pressing-machine of manuel control bench which will serve primarily in assembling and dismantling mecanical parts (eg : rolling in means, necessary of water-pump...).

Our work will be devised in three mains parts :

- *An outline on hydraulics*
- *Theoretical study*
- *Dimentioning and conception*

## ملخص

في إطار مشروع نهاية الدراسة لنقوم بتصميم  
وإنجاز خنقطة هيدروليكية يدوية، يكون مجال عملها  
الرئيسي فصل وتركيب القطع الميكانيكية (مثال: المدحرجات...)  
يتفرع عملنا إلى ثلاثة محاور أساسية وهي:  
- لائحة حول الهيدروليك  
- دراسة نظرية  
- حساب وتصميم العناصر الأساسية

## AGZUL

Deg zetwid agi nney en tagara en talizt, an-eg tiseklet, tisekert, tisennewt en yiwet tzemmaytt timeswi d udevder evu tdebbar tifeswilen, ad yen-seqdec yadya deg sali d ufsay en tfiwa tidenteyilin.

A medya : tisegrurevt deg lemsus aliqan i tsemमित en waman.

A xeddim nney, yen-evda af qerad imuren ipessilen :

- Azlam af tmanilt
- Tiseklet taseglayt
- Asewliwzel d tisekert

# SOMMAIRE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

CHAPITRE I : GENERALITES .....	4
I. INTRODUCTION .....	5
II. L'UNITE HYDRAULIQUE.....	6
III. CHOIX DU CIRCUIT HYDRAULIQUE.....	8
CHAPITRE II : GENERALITES SUR LES SYSTEMES HYDRAULIQUES.....	9
I. CONSTITUTION D'UN CIRCUIT HYDRAULIQUE.....	10
II. VERINS HYDRAULIQUES .....	10
II.1. CONSTITUTION D'UN VERIN .....	10
II.2. TYPES DE VERINS .....	11
II.2.1. Les vérins à simple effet .....	11
II.2.2. Les vérins à double effet.....	11
III. POMPES HYDRAULIQUES.....	12
III.1. DISPOSITION DES POMPES .....	12
III.2. LES DIFFERENTES FAMILLES DES POMPES.....	13
III.2.1. Les pompes rotatives .....	13
III.2.2. Les pompes alternatives.....	13
IV. RESERVOIRS HYDRAULIQUES.....	14
V. DIFFERENTES FONCTIONS DES RESERVOIRS HYDRAULIQUES .....	14
VI. TECHNIQUES DE RACCORDEMENT ET DE LIAISON .....	15
VII. DISTRIBUTEURS.....	15
VII.1. FONCTION .....	15
VII.2. LES DISTRIBUTEURS A CLAPET .....	16
VII.3. LES DISTRIBUTEURS A TIROIR.....	17
VIII. VALVES DE PRESSION.....	18
IX. VALVES D'ARRET .....	19
X. VALVES DE DEBIT.....	19

XI. ACCESSOIRES .....	20
XI.1. FILTRE D'ASPIRATION .....	21
XI.2. FILTRE PRESSION .....	21
XI.3. FILTRE RETOUR .....	22
XI.4. FILTRE DE REMPLISSAGE ET D'AERATION .....	22
XI.5. MANOMETRES .....	23
CHAPITRE III : ETUDE ET CONCEPTION.....	24
PARTIE THEORIQUE .....	25
I. VERIN A SIMPLE EFFET.....	26
I.1. ETAT DE SURFACE .....	26
I.2. TUBES.....	26
II. POMPE MANUELLE A PISTON AXIALE.....	27
III. STRUCTURE DU BATI.....	27
IV. ACCESSOIRES.....	28
IV.1. RESERVOIR HYDRAULIQUE .....	28
IV.2. CLAPETS ANTI-RETOUR SIMPLES OU VALVES D'ARRET .....	29
IV.3. TUYAUTERIES ET RACCORDS .....	30
IV.4. JOINTS D'ETANCHEITE.....	30
IV.5. FILTRES .....	32
IV.6. MANOMETRE.....	32
IV.7. RESSORT DE RAPPEL .....	32
IV.8. SCHEMA DU PRINCIPE DE LA PRESSE HYDRAULIQUE D'ETABLI.....	33
PARTIE CALCUL.....	34
I. DIMENSIONNEMENT DU VERIN .....	35
II. DIMENSIONNEMENT DE LA POMPE.....	38
III. DIMENSIONNEMENT DU BATI .....	40
III.1. CALCUL DE RESISTANCE A LA FLEXION DU SUPPORT VERIN.....	40
III.2. CALCUL DE RESISTANCE A LA TRACTION DES TIGES SUPPORTS .....	41
IV. CALCUL DE RESISTANCE DE L'ASSEMBLAGE VIS-ECROU .....	42
V. CALCUL DE RESISTANCE AU CISAILLEMENT DES SOUDURES .....	43



VI. CALCUL DES RESSORTS DE RAPPEL.....	44
CONCLUSION.....	47



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

## CHAPITRE I

# GENERALITES

## **I. INTRODUCTION**

Les types de presses utilisées dans le travail par déformation de la matière ou par le découpage de celle-ci peuvent se classer en deux grandes catégories : Les presses à commande mécanique et les presses à commande hydraulique.

### ***a - Presses à commande mécanique***

Ces machines sont constituées d'un bâti qui sert à supporter les organes de commande du coulisseau et à soutenir la matière à travailler.

Le coulisseau, guidé par des glissières, vient appuyer la matière entre les deux parties d'un outil complexe, constitué par une matrice fixée sur le bâti et par un poiçon solidaire du coulisseau au mouvement alternatif.

Un embrayage transmet au coulisseau le mouvement circulaire donné par un volant.

### ***b - Presses à commande hydraulique***

Le coulisseau est attelé à l'extrémité d'un piston se déplaçant dans un cylindre solidaire du bâti.

Le fluide moteur est de l'huile minérale ou de l'eau. On peut alors atteindre des poussées de l'ordre de 5000 à 15000 tonnes et plus, avec une progressivité de l'effort très utile pour certains travaux.

La presse dite « à filer » permet, en comprimant à froid ou à chaud des métaux ou des matières plastiques à travers une filière, d'obtenir rapidement des barres ou des pièces de profil compliqué.

Notre sujet qui se veut être un exposé complet de la conception d'une presse hydraulique d'établi à commande manuelle s'adresse aux fabricants qui seront les réalisateurs de cette machine dans notre pays.

Il s'agit d'approfondir l'étude dans les deux grand domaines de l'industrie: la mécanique et l'hydraulique.

## **HYDRAULIQUE**

### **« TRANSMISSION D'ENERGIE »**

Une très grande partie de machines et d'installations modernes et puissantes sont à ce jour asservies en tout ou en partie par l'hydraulique.

Du fait de l'utilisation de systèmes hydrauliques pour la commande et la régulation, d'important domaines de cette automation ont été rendus possibles.

Le mot hydraulique vient de mots grec « hydrot » et « aulos » et signifie : Qui se rapporte à l'eau

Aujourd'hui l'expression « hydraulique » sous-entend la transmission de forces et de mouvements au moyen d'un fluide.

## **II. L'UNITE HYDRAULIQUE**

Habituellement, la transmission de flux d'énergie s'opère par voie de la pneumatique ou de l'hydraulique.

En effet, on ne peut plus s'imaginer actuellement la transmission de l'énergie sans l'hydraulique, forme de transmission déjà éprouvée, en même temps que moderne.

Les entraînements et commandes hydrauliques gagnent de plus en plus en importance au cours du temps, du fait de l'automatisation et de la mécanisation.

Cependant, l'hydraulique est un moyen de transmission d'énergie, de commande et de régulation, de même que les systèmes mécaniques, électriques, électroniques et pneumatiques.

Tous ces systèmes de transmission se trouvent partiellement en concurrence mais, le plus souvent, ils se complètent et sont utilisés de façon coordonnée.

Néanmoins, dans certains cas, on peut choisir entre les différentes possibilités suivant les données du problème et le résultat souhaité. Par exemple, en ce qui concerne notre travail, nous avons comme hypothèse une force maximale de 10 tonnes et un déplacement de notre vérin (2 mm par coup). En d'autres termes, une forte pression avec une bonne précision de déplacement. Le choix s'est implicitement porté sur un entraînement hydraulique de notre machine.

Il existe de nombreuses raisons de choisir un entraînement hydraulique pour une commande hydraulique. Nous énoncerons quelques propriétés spéciales caractérisant l'hydraulique :

- Des forces importantes (couples) pour de petits volumes, c'est à dire une importante densité de puissance.
- L'adaptation de la force se fait automatiquement.
- Le mouvement peut s'effectuer sous pleine charge en partant de l'arrêt.
- Il est facile d'obtenir une influence en continu (pilotage aussi bien que régulation) d'une vitesse, d'un couple, d'une force de levage...
- Protection de surcharge simple.
- Appropriées à des processus de mouvements rapides, contrôlables, ainsi que pour des mouvements de précision extrêmement lents.
- Une accumulation d'énergie relativement simple au moyen de gaz.
- Avec une rentabilité élevée, il est possible de concevoir des systèmes d'entraînement centralisés pour une transformation de l'énergie hydraulique en énergie mécanique décentralisée.

Ceci explique le fait qu'une très grande partie de machines et installations modernes et puissantes sont à ce jour, asservies en tout ou en partie par l'hydraulique.

En effet, il existe de grandes plages d'utilisation de l'hydraulique divisées essentiellement en cinq (05) branches :

***a- Hydraulique industrielle***

- machines de transformation des matières plastiques.
- presses
- industrie lourde (sidérurgie et laminoirs).
- machines-outils.

***b- Hydraulique dans les aciéries, les constructions en acier et les centrales électriques***

- écluses et barrages (protections, segments, portes).
- commande de ponts.
- machines de mines.
- centrales nucléaires.

***c- Hydraulique dans le secteur mobil***

- pelles et grues.
- machines agricoles et de construction.
- construction
- construction de véhicules

***d- Hydraulique dans les techniques spéciales***

- télescopes, commandes d'antennes, bouées de mesure, mécanismes et commandes de gouvernails d'avions, machines spéciales.

***e- Hydraulique dans la construction navale***

- réglage de gouvernails.
- grues de bord.
- portes d'étraves.
- vannes de cloisons.

Naturellement cet aperçu ne donne pas toutes les possibilités d'application, car le nombre de machines à commande hydraulique est trop important. Mais on peut constater que l'hydraulique a pénétré actuellement dans pratiquement tous les secteurs industriels.

### **III. CHOIX DU CIRCUIT HYDRAULIQUE**

Le choix du circuit hydraulique dépend de plusieurs facteurs :

***a - Facteurs technologiques*** : Pression de service, vitesse de travail et la puissance de la machine.

***b - Facteurs économiques*** : Coût de la machine et le coût des éléments de l'unité hydraulique.

#### **Remarque**

Le choix du fluide dépend des conditions extérieures d'utilisation des installations et des différentes fonctions qui leur seront demandées.

Il semble impératif d'avoir recours aux fluides suivants :

L'eau, les huiles minérales, les huiles végétales, les huiles synthétiques ainsi que des solutions futures plus recherchées.

## **CHAPITRE II**

# **GENERALITES SUR LES SYSTEMES HYDRAULIQUES**

## **I. CONSTITUTION D'UN CIRCUIT HYDRAULIQUE**

Une installation hydraulique transforme, donc, de l'énergie mécanique en énergie hydraulique pour faciliter son transport et ses réglages : elle est transformée en énergie mécanique sous sa forme et en son lieu d'utilisation.

### *- Transformation d'énergie*

Ceci s'opère du côté primaire dans les pompes, du côté secondaire par les vérins et les moteurs hydrauliques.

### *- Distribution de l'énergie*

L'énergie hydraulique sous forme de pression et de débit est adaptée en grandeur et direction par des valves de réglages et directionnelles ou des dispositifs de régulation des pompes à cylindrée variable.

### *- Transport de l'énergie*

Il s'effectue par le fluide sous pression qui circule dans des tubes flexibles, canaux etc...

### *- Accessoires*

Pour conditionner et conserver le fluide hydraulique, il faut un certain nombre de dispositifs additionnels, tels que : réservoir, filtres, radiateur, chauffage..., de même que les appareils de signalisation de mesure et de contrôle.

## **II. VERINS HYDRAULIQUES**

### **II.1. CONSTITUTION D'UN VERIN**

Un vérin hydraulique est un récepteur hydraulique capable de convertir l'énergie hydraulique en énergie mécanique, dans le but de déplacer linéairement une charge sous une force donnée ou de soumettre un corps à un effort défini.

Le vérin hydraulique présente l'avantage, comparativement à d'autres systèmes, de pouvoir transmettre des puissances élevées sous des encombrements réduits.

Les vérins hydrauliques sont principalement composés :

- a. d'un corps cylindrique alésé et poli,
- b. d'un piston coulissant,
- c. d'une tige de poussée,
- d. d'une tête,
- e. d'un fond,
- f. et d'éléments de fixation.

## **II.2. TYPES DE VERINS**

Sur ce plan de l'automatisation proprement dit, on distingue deux familles :

### **II.2.1. Les vérins à simple effet**

Ce sont des vérins qui ne peuvent agir que dans un seul sens. L'effort hydraulique n'est donc appliqué que dans une seule direction.

### **II.2.2. Les vérins à double effet**

Contrairement aux vérins à simple effet, ce sont des récepteurs capables de fournir une force de poussée dans les deux directions. Il sont pourvus de deux chambres alimentées alternativement en fluide.

L'alimentation alternative des deux chambres provoque les mouvements de rentrée et de sortie de la tige de vérin sans faire appel aux sources extérieures d'énergie.

### **Remarques**

° C'est dans la tête et le fond que sont usinés les orifices d'admissions et de refoulement. La tête et le fond sont assemblés sur le corps, soit par vissage, soudure, clavetage, ou tirant.

° Sauf en ce qui concerne les éléments soudés, l'étanchéité entre les trois pièces (corps cylindrique, piston et tige) est obtenue par des joints d'étanchéité statique comprimés au moment du montage.

Il est donc impératif d'assurer à ce niveau une étanchéité obtenue par des joints dynamiques montés cette fois-ci dans l'alésage.

En raison de la présence de ces joints, la tige du vérin doit être rectifiée et polie.

De plus, en raison de ces déplacements extérieurs, elle est souvent traitée pour mieux résister à la corrosion.

### **III. POMPES HYDRAULIQUES**

Toute installation hydraulique possède un groupe générateur de débit comprenant le bac ou réservoir d'huile, une crépine d'aspiration qui joue le rôle d'un filtre grossier qui assure une filtration de l'ordre de 150 à 250 microns ( $\mu$ ) et une pompe.

Le choix de la pompe, organe principale du groupe générateur, est fait à partir du service qu'elle doit effectuer.

La pression de fonctionnement et le débit nécessaire sont les deux facteurs qui conditionnent essentiellement le choix de cette pompe. Il sera ainsi possible de choisir une pompe à engrenages à débit constant, une pompe à palettes ou une pompe à piston à débit constant ou variable.

Elles font donc partie de la catégorie de composants hydrauliques transformant l'énergie mécanique en énergie hydraulique et vice-versa. La pompe hydraulique puise le fluide dans un réservoir approprié par le côté aspiration, elle débite ce fluide par son côté refoulement.

En fonction du couple résistant du récepteur, la pression du fluide hydraulique croît dans la canalisation de refoulement (ex. pression à développer sur la section active d'un piston de vérin pour fixer la pièce) jusqu'au niveau nécessaire qui permet de vaincre ce couple résistant.

La pression du fluide dans un circuit hydraulique n'est donc pas générée de suite à la sortie de la pompe, mais elle s'établit dans le circuit seulement au moment où apparaît le couple résistant.

#### **III.1. DISPOSITION DES POMPES**

Comme déjà vu, le dessus de la bêche constitue un emplacement idéal pour l'installation des pompes. Il impose toutefois un certain nombre de précautions concernant l'introduction et la forme du réseau d'aspiration.

Lorsqu'il s'agit d'un type de pompe présentant des difficultés d'aspiration, elles peuvent être montées en charge, c'est à dire à niveau nettement inférieur au niveau du fluide contenu dans la bêche, de manière à bénéficier de la pression exercée par la hauteur de la colonne de fluide alimentant la pompe, technique qui sur le plan théorique consiste à descendre au dessous du niveau du fluide de l'axe de la pompe afin d'augmenter d'autant sa distance par rapport au plan de charge comme nous avons pu le voir lors de l'étude de la statique des fluides, d'où l'expression de pompe montée en charge.

Une autre solution consiste à installer en amont de la pompe principale une autre pompe de débit légèrement plus importante et douée de meilleures qualités d'aspiration dite pompe de gavage. L'emplacement de la pompe principale peut alors être défini à partir de critères purement pratiques.

## **III.2. LES DIFFERENTES FAMILLES DES POMPES**

Les pompes peuvent être classées en deux grandes catégories :

### **III.2.1. Les pompes rotatives**

Elles assurent le débit du fluide directement à partir d'un mouvement rotatif. Parmi ces pompes, on compte :

- \* La pompe centrifuge
- \* La pompe à vis
- \* La pompe à lobes
- \* La pompe à engrenages
- \* La pompe à palettes
- \* La pompe orbital

### **III.2.2. Les pompes alternatives**

Généralement complexes, elles transforment le mouvement rotatif de l'arbre en une série de mouvements alternatifs des pistons.

Cette catégorie de pompes peut être elle même décomposée en deux grandes familles :

\* La famille des pompes à pistons axiaux : les axes des pistons sont parallèles à l'axe de la pompe.

\* La famille des pompes à pistons radiaux appelées aussi pompes en étoiles : les axes des pistons sont radiaux par rapport à l'axe principal de la pompe.

#### **IV. RESERVOIRS HYDRAULIQUES**

Chaque installation hydraulique comporte un réservoir qui doit remplir diverses fonctions pour assurer un bon fonctionnement du circuit.

Les dimensions du réservoir doivent permettre de recevoir toute l'huile contenue dans le circuit.

Pour tenir compte des impératifs d'évacuation de la chaleur et de désaération, il faut, dans la mesure du possible, concevoir de grands réservoirs.

Généralement, la capacité du réservoir dépend en premier lieu du débit de la pompe.

Au volume nominal ainsi défini, il faut ajouter celui d'un matelas d'air de 10 à 15% destiné à faciliter les variations du niveau d'huile et permettre la désorption des mousses.

Il faut donc veiller à ce que le réservoir soit capable de contenir tout le volume d'huile y compris celui contenu dans la tuyauterie et le vérin. On choisit généralement comme valeur moyenne du volume du réservoir le débit maximum de la pompe pendant deux (02) minutes.

#### **V. DIFFERENTES FONCTIONS DES RESERVOIRS HYDRAULIQUES**

##### *\* Réception de la réserve d'huile*

Le réservoir doit pouvoir si possible contenir toute la quantité d'huile nécessaire au système.

Le volume d'huile en service, dépendant des récepteurs et du cycle de travail, doit être pris en considération.

Les fuites externes sont compensées périodiquement à partir d'une réserve d'huile externe.

*\* Refroidissement (chaleur dissipée)*

A chaque transformation d'énergie, il se produit des pertes qui sont transmises sous forme de chaleur au fluide hydraulique.

## **VI. TECHNIQUES DE RACCORDEMENT ET DE LIAISON**

La forme la plus utilisée actuellement pour le raccordement d'appareils hydrauliques est la plaque de raccordement.

Sinon, il y a les autres types de raccords et de liaisons tels que :

Tuyauteries rigides, tuyauteries flexibles, raccords filetés, raccords à bague de serrage, raccords de serrage coniques, raccords avec joint torique ou joint métallique, raccords par brides ou raccords rapides.

La liaison entre le tube et l'appareil et sa plaque de base, de même que les raccords entre tubes, s'effectue à l'aide de raccords de tubes ou de raccords flasqués. L'industrie spécialisée dans ce domaine propose une multitude de systèmes de fonction.

## **VII. DISTRIBUTEURS**

### **VII.1. FONCTION**

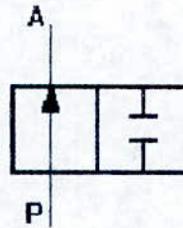
A l'aide du distributeur, on commande le démarrage et l'arrêt, ainsi que le sens de débit du fluide, en fait, on détermine la direction de mouvement ou la position d'arrêt du récepteur (vérins ou moteurs hydrauliques).

La désignation de distributeurs tient compte du nombre d'orifices utiles (orifices de pilotage non compris) et du nombre de positions de commutation.

Une valve avec deux (02) orifices utiles et deux (02) positions de commutation sera donc désignée par :

-Distributeur à deux (02) voies deux (02) positions.

## Symbole



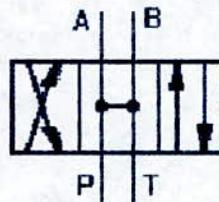
-Une valve avec quatre (04) orifices utiles et trois (03) positions de commutation s'appellera distributeur à quatre (04) voies trois (03) positions.

P: Orifice de pression (orifice de pompe)

T: Réservoir

A, B: Orifices des distributeurs

## Symbole



## Remarque

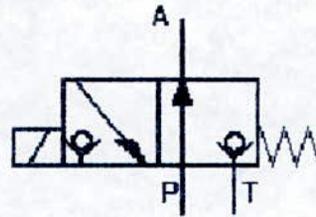
La désignation des orifices est toujours réalisée sur la position de repos.

Les distributeurs, de part leur type de construction, peuvent être répartis en deux (02) groupes :

### VII.2. Les distributeurs à clapet

Ils se différencient, en principe, des distributeurs à tiroir de par la propriété de verrouillage sans fuite, ce qui ne peut pas être obtenu sur les valves à tiroir à cause du jeu nécessaire entre piston et corps.

## Symbole



### VII.3. Les distributeurs à tiroir

Ils peuvent être à commande directe ou indirecte (pilotage).

Pour savoir si un distributeur doit être à commande directe ou indirecte, il faut déterminer en première ligne l'importance de la force de commande nécessaire et, de ce fait, la grandeur de la construction de la valve (calibre).

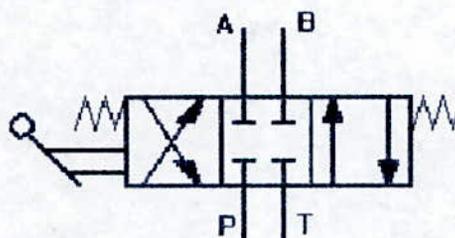
Deux (02) sortes existent pour ce type d'appareils

- Les distributeurs à tiroir rectiligne (seuls étudiés ci-après).
- Les distributeurs à tiroir rotatif.

#### Avantages:

- \* Construction relativement simple
- \* Performances de débit élevées
- \* Tiroir pratiquement équilibré d'où de faibles forces de commande
- \* Fuites internes faibles (bon recouvrement)
- \* Nombreuses possibilités de commande (manuelle, mécanique, électrique, hydraulique, pneumatique...)

## Symbole



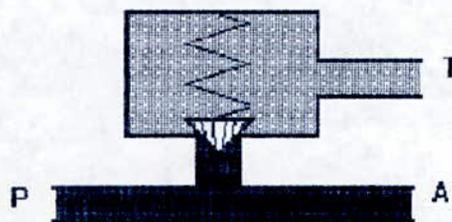
## VIII. VALVES DE PRESSION

Ils ont pour but d'influencer la pression dans un système hydraulique ou dans une partie de l'installation afin de protéger les appareils et tuyauteries contre un éclatement ou une surcharge. Suivant la fonction, on divisera les valves en trois (03) groupes différents :

1. Limiteurs de pression
2. Valves de séquence conjoncteurs-disjoncteurs
3. Réducteurs de pression (régulateurs de pression)

Les valves peuvent être à commande directe ou pilotées.

Le schéma suivant illustre un limiteur de pression à commande directe



N.B : L'élément de fermeture est appuyé sur le siège par la force du ressort.

### Remarque

La chambre du ressort est liée au réservoir. La pression dans le système agit sur la section de l'élément de fermeture.

Le rapport de la pression à la section donne une force hydraulique antagoniste à la force mécanique du ressort. Cette force augmente en même temps que monte la pression. Tant que la force du ressort est supérieure à la force hydraulique, l'élément de fermeture reste appuyé sur son siège. Lorsque la force hydraulique dépasse la force du ressort, l'élément se déplace et met en liaison P à T (réservoir). L'énergie hydraulique est transformée en chaleur.

## **IX. VALVES D'ARRET**

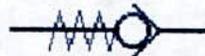
Dans un système hydraulique, les valves d'arrêt ont pour but de verrouiller un débit de fluide dans un sens et de permettre un débit libre dans l'autre sens.

On les appelle également les clapets anti-retour.

Les valves d'arrêt sont à siège et à clapet, en conséquence elles sont sans fuite. On distingue :

- les clapets anti-retour simples (développés plus loin),
- les clapets anti-retour déverrouillables hydrauliquement,
- et les valves à encastrer 2 voies 2 positions.

**Symbole d'un clapet anti-retour**



## **X. VALVES DE DEBIT**

Ils comprennent :

- Etrangleurs simples et à clapet anti-retour
- Valves de décélération
- Etrangleurs fins
- Régulateurs de débit

En effet, sur ces derniers le débit est indépendant de la perte de charge régnant entre l'entrée et la sortie de la valve. Cela signifie que le débit d'huile réglé reste constant même pendant des variations de la pression.

On utilise donc des régulateurs de débit lorsque, malgré des charges différentes sur le récepteur, la vitesse de travail doit demeurer constante.



## **X1. ACCESSOIRES**

On entend par là :

Filtres, filtres d'aspiration, filtres de pression, filtres retour, filtres de remplissage et d'aération, manomètre...

La mention "accessoire" conduit à vrai dire, à une fausse interprétation en ce qui concerne l'importance des appareils classés sous cette dénomination. Au même titre que les transformateurs d'énergie ou les éléments de commande, ils sont des éléments importants pour des fonctions de commande et de contrôle déterminées, c'est à dire des éléments nécessaires pour la sécurité de fonctionnement d'un circuit hydraulique.

### **Remarques**

° La qualité des installations hydrauliques se maintient et dépend de la propreté du système donc de la filtration.

° Un filtre sert à réduire le niveau d'encrassement d'un fluide à une valeur admissible afin de protéger les différents éléments d'une usure trop importante.

Plusieurs facteurs y jouent un rôle :

- Type des particules de poussière (grandeur, constitution).
- Nombre des particules.
- Vitesse de débit du fluide dans les différents éléments.
- Pression du système, pertes de charge.
- Ajustements, données constructives.

En effet, des examens de fluide démontrent les relations entre quantité d'encrassement, importance et nombre des particules.

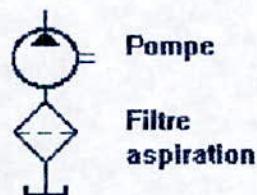
TAB. degré d'encrassement d'après normes SAE

Grandeur des particules $\mu$	Nombre des particules dans des classes de 100 cm <sup>3</sup>						
	0	1	2	3	4	5	6
5 - 10	2 700	4 600	9 700	24 000	32 000	87 000	128 000
10 - 25	670	1 340	2 680	5 360	10 700	21 400	42 000
25 - 50	93	210	380	780	1 510	3 130	6 500
50 - 100	16	28	56	110	225	430	1 000
100 -	1	3	5	11	21	41	92

### XI.1. FILTRE D'ASPIRATION

Le filtre d'aspiration est placé sur la canalisation d'aspiration de la pompe. L'élément filtrant est pourvu d'un orifice taraudé. Le fluide est aspiré à partir du réservoir à travers l'élément filtrant de sorte qu'il ne pénètre que de l'huile filtrée dans le système.

#### Symbole

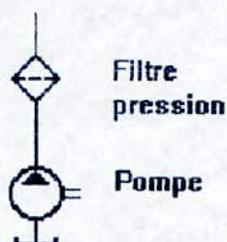


### XI.2. FILTRE PRESSION

Le filtre pression est monté sur la canalisation de pression d'un circuit hydraulique. Cela peut être, par exemple, à l'orifice de pression de la pompe en amont d'un servo-valve ou d'un régulateur dont le débit régulé est très faible.

Le plus souvent on place le filtre immédiatement avant l'appareil de commande ou l'appareil de régulation à protéger.

### Symbole

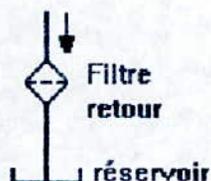


### XI.3. FILTRE RETOUR

Le filtre retour est le type de filtre le plus souvent utilisé. Il est placé sur la canalisation de retour. Cela signifie que le fluide de retour de l'installation est refoulé à travers le filtre vers le réservoir.

Le filtre existe sous deux (02) formes qui permettent, soit le montage directe sur le couvercle du réservoir, soit le montage sur la canalisation de retour.

### Symbole



### XI.4. FILTRE DE REMPLISSAGE ET D'AERATION

Ce dernier est monté dans les réservoirs de fluide. Il remplit deux (02) fonctions :

*- Comme filtre de remplissage :*

Lors du remplissage du fluide dans le réservoir, le filtre empêche d'importantes particules de pénétrer dans le réservoir et ensuite dans l'ensemble de l'installation. Le remplissage de fluide devrait donc être réalisé par principe par l'intermédiaire d'un filtre de remplissage.

*- Comme filtre d'aération :*

Lors des variations du niveau de fluide (exemple : par suite de récepteurs différents), il est nécessaire d'avoir un échange d'air. Pendant ce processus, l'air pénétrant dans le réservoir est filtré.

**Symbole**



**XI.5. Manomètres**

Les manomètres permettent une lecture visuelle de la force et/ou de la pression engendrée par le système.

Ceci contribue à empêcher les surcharges accidentelles du matériel, facteur très important pour sa longévité et ses performances.

Chaque manomètre est calibré avec précision en usine, à  $\pm 1.5 \%$  de l'échelle totale de lecture.

Selon le modèle, les échelles sont graduées en bar, psi et/ou tonnes.

## **CHAPITRE III**

**ETUDE**

**ET**

**CONCEPTION**

## **PARTIE THEORIQUE**

## **I. VERIN A SIMPLE EFFET**

Ce type de vérin est pourvu d'une seule chambre dans laquelle pénètre le fluide sous pression destiné à pousser la tige du vérin pour la faire sortir à une vitesse donnée et sous une force déterminée.

Lorsque l'effet de la pression sur le piston est annulé, la tige du vérin reprend sa position initiale sous l'effet des deux (02) ressorts externes.

### **I.1. Etat de surface**

La rectification est également utilisée, mais on doit la pratiquer sur une surface assez convenable, sinon il couche des aspérités qui se redressent aux passages des joints. Elle améliore les caractéristiques mécaniques du métal.

La précision classique des alésages est H7.

Le critère qui apparaît le moins mal adapté est la rugosité moyenne  $R$  mesurée avec un palpeur à pointe très fine ( $\leq 2mm$ ) dont le déplacement est à peu près parallèle à la surface réelle, par opposition aux déplacements déformés obtenus par des pointes plus grosses qui ne donnent qu'une image lointaine de ce qu'est la surface.

Les valeurs les plus classiques sont de l'ordre de  $R= 2$  à  $8\mu m$  lorsqu'on effectue un contrôle pratique.

### **I.2. Tubes**

Certains constructeurs forent des barres pleines pour obtenir des tubes de caractéristiques et de dimensions spécifiques.

Mais bien que des machines à forer de grande puissance aient été développées ces dernières années, il semble que cette pratique tend à diminuer. Toutefois, comme le commerce des tubes offre un choix très limité en qualité, ce procédé reste utilisé par ceux qui font usage d'aciers spéciaux et de traitements thermiques.

On trouve couramment des tubes percés et forgés à chaud dit sans soudure. Autrefois, ce procédé était le seul considéré comme capable de garantir un produit de qualité; il est encore spécifié par de nombreux cahiers des charges.

A l'heure actuelle, étant donné les grands progrès réalisés par les procédés de soudage en continu à grande vitesse, les tubes soudés présentent une qualité généralement supérieure, ainsi que de grands avantages : épaisseur régulière, absence de défauts systématiques en long, et tolérances moindres qui sont caractéristiques des plats laminés qui servent à les fabriquer.

## **II. POMPE MANUELLE A PISTON AXIALE**

Notre pompe se compose essentiellement d'un piston, d'une tige, d'un corps cylindrique, d'un joint torique, d'une chape, d'un levier et d'un réservoir.

La pression maximale qui est la pression la plus élevée que peut supporter la pompe, tout en conservant un fonctionnement correct, s'élève à 700 bar pour notre presse d'établi.

## **III. STRUCTURE DU BATI**

Le bâti permet de supporter et guider les organes d'une machine ou d'un appareil.

Si l'on prend la presse hydraulique, le rôle du bâti consiste principalement à supporter la force agissante, à guider le vérin et à permettre la fixation du bloc hydraulique ainsi que tous les éléments constituant la machine.

Selon le procédé de fabrication, on distingue principalement les bâtis coulés et les bâtis obtenus à partir d'éléments assemblés.

- Les bâtis coques formés de sections creuses rectangulaires ou diverses; ils sont souvent obtenus par coulée en raison de leur formes intérieures et ils sont généralement employés dans le cas de sollicitations composées comme celles qui agissent dans la plupart des machines outils.

- Les bâtis poutres constituées essentiellement par des sections à nervures en I, en T ou en U et pouvant être obtenues facilement par soudage ou par coulée.

Ils offrent une grande résistance pour un poids relativement léger et sont particulièrement recommandés pour les pièces travaillant à la flexion et d'une manière générale pour les sollicitations simples, ce qui correspond à notre type de presse.

## **MATERIAUX UTILISES**

### *Aciers laminés*

Ce matériau est utilisé pour la réalisation des bâtis soudés, cela consiste à découper des éléments laminés qui peuvent être des tôles, des profilés ou des tubes.

Certains éléments sont préalablement emboutis avant soudage. Le mode d'élaboration de ces produits métallurgiques leur confère une structure plus saine et plus homogène que celle de l'acier moulé ou de la fonte.

La résistance mécanique est également accrue. On obtient donc des constructions plus économiques et plus légères dont le domaine d'application s'étend de plus en plus.

La construction soudée nous permet de réaliser des ensembles complexes volumineux et non démontable, à partir d'éléments simples tels que tôles, plats, profilés et laminés divers.

Elle est également plus légère et plus résistante car elle ne présente pas des défauts que l'on rencontre dans les pièces coulées.

Le calcul montre que, à égalité de rigidité, le gain de poids peut atteindre 50% par rapport à la solution moulée.

### **Remarque**

La structure du bâti doit être calculée de manière à résister aux efforts auxquels il sera sollicité.

## **IV. ACCESSOIRES**

### **IV.1. RESERVOIR HYDRAULIQUE**

#### **Remarque**

La capacité du réservoir correspond à trois (03) fois le débit des pompes installées. Il sera bon de vérifier qu'il est capable de contenir la totalité de l'huile du circuit sans problème.

## **FABRICATION DU RESERVOIR**

Différentes propriétés importantes pour un réservoir :

- \* Exécution rigide à la torsion (montage d'autres éléments).
- \* Porte de visite (l'ouverture doit être suffisamment grande pour que toutes les faces et coins dans le réservoir soient facilement accessibles).
- \* Fond de réservoir en pente et bouchon de vidange.
- \* Dégagement du fond.
- \* Indicateur du niveau d'huile.
- \* Reniflard filtrant pour remplissage et aération.
- \* Grandeur du réservoir.

Ces propriétés sont nécessaires pour des centrales hydrauliques complexes.

En effet, vu la simplicité et le volume réduit de notre centrale hydraulique, certaines de ces propriétés ne sont pas nécessaire.

Effectivement, le fond de reservoir en pente n'est pas indispensable sachant que l'encrassement est réduit.

Néanmoins, à la place du reniflard filtrant pour remplissage nous conseillons à l'usager d'utiliser un filtre extérieur.

### **Remarque**

Il est à noter que le remplissage et la vidange se font après démontage du couvercle.

## **IV.2. CLAPETS ANTI-RETOUR SIMPLES OU VALVES D'ARRET**

Ils ont pour but de verrouiller le débit du fluide dans un sens et permettre le débit libre dans l'autre sens.

Ils sont à siège et clapet, en conséquence elles sont sans fuite. En général, l'élément de verrouillage utilisé est une bille.

### **Symbole**



**Le principe :** La bille est pressée par le ressort sur le siège dans le corps.

### **Remarques**

- La position de montage peut être quelconque, puisque le ressort maintient toujours l'élément de fermeture sur le siège.
- La pression d'ouverture dépend du choix du ressort, de sa précontrainte et de la section de clapet soumise à la pression. Suivant l'utilisation la pression d'ouverture se situe habituellement entre 0,5 et 3 bar.

### **CARACTERISTIQUES IMPORTANTES**

Débit : jusqu'à 15000 l/mn (à  $V_{\text{huile}} = 6 \text{ m/sec}$ )

Pression d'ouverture : sans ressort 0.5; 1.5 ou 3 bar

## **IV.3. TUYAUTERIES ET RACCORDS**

Les liaisons entre les différents composants d'un circuit hydraulique qui permettent ainsi le transport de l'énergie hydraulique s'effectue soit par des tuyauteries rigides, soit par des tuyauteries souples qui sont des flexibles.

Les tuyauteries rigides en acier ou en cuivre sont utilisées pour les appareils fixes alors que les tuyauteries souples sont utilisées si l'un au moins des appareils est mobile.

Dans notre machine, on utilise le flexible pour le vérin.

Le choix de ces éléments se fait d'après les critères suivants :

- Pression statique et dynamique.
- Débit.
- Vibrations mécaniques et hydrauliques.
- Manipulations faciles.
- Influence de l'ambiance.
- Prix

## **IV.4. JOINTS D'ETANCHEITE**

Ce sont des organes destinés à supprimer les fuites d'huile externes ou internes.

La réalisation d'éléments en plusieurs parties ainsi que le déplacement relatif d'organes mécaniques nécessite toujours la présence de jeux par lesquels peut s'infiltrer le fluide.

Assurer l'étanchéité d'un dispositif quelconque consiste donc à réduire artificiellement ces jeux à une valeur nulle afin d'éliminer tant les fuites internes qui se traduisent par une baisse de rendement volumétriques que les fuites externes qui sont la cause d'une perte de fluide inacceptable.

Généralement on tolère une étanchéité relative entre chambre remplies de fluide, alors qu'on recherche l'étanchéité la plus parfaite entre une chambre contenant du fluide et le milieu extérieur.

Lorsqu'il s'agit d'éléments fixes on peut obtenir la suppression des jeux par soudage ou brasage. Lorsqu'il s'agit d'éléments mobiles, on est contraint de recourir à d'autres techniques telles l'ajustage d'éléments rodés ou la déformation de matériaux mous introduits entre les deux pièces en mouvement.

On distingue trois grandes catégories de joints : le joint statique, le joint tournant (arbres de pompes et moteurs) et le joint coulissant (tige et piston dans le vérin).

Comme c'est le cas, les pièces en contact avec le joint ont un mouvement linéaire de l'une par rapport à l'autre qui soumet le joint au frottement et tend à le rouler dans un sens ou dans l'autre.

Nous choisissons pour notre conception deux types de joints qui font partie de la catégorie des joints coulissants et par conséquent conviennent à notre étude. nous citerons :

*- Le joint torique statique et linéaire*

Ce joint est un anneau obtenu par montage de matériaux élastiques, généralement des caoutchoucs synthétiques. Il est réalisé avec des tolérances de fabrication très serrées et présente une section parfaitement circulaire. La forme simpliste du joint torique permet une réduction importante du poids du joint.

*- Le joint à lèvres*

Ce joint est réalisé entièrement à base d'élastomère nitrile.

Il est caractérisé par la présence d'une ou deux fines lèvres flexibles. Ces lèvres assurent un serrage automatique sur la paroi à étancher en fonction des variations de pression. Plus la pression est élevée plus la lèvre est plaquée contre la paroi à étancher afin de renforcer l'étanchéité. Par contre, lorsque la pression chute le serrage des lèvres diminue soulageant le joint à la suite d'une réduction des forces de frottement. Une moindre usure et une plus longue durée de vie du joint sont entre autres obtenus.

## **IV.5. FILTRES**

Une installation hydraulique se singularise par le fait que des débits importants sous de fortes pressions traversent des petites fentes.

L'expérience montre que la moitié des incidents avant terme qui mettent les installations hydrauliques en panne sont imputables à des fluides pollués.

Le rôle du filtre est de réduire et contrôler à un niveau acceptable la taille et la concentration des particules polluantes et par cela, de prévenir une usure prématurée des composants et donc assurer leur longévité.

## **IV.6. MANOMETRE**

Notre modèle doit avoir une capacité minimale de 700 bar vu que la pression maximale de la presse d'établi est de 700 bar.

Pour faciliter le montage du manomètre directement sur le vérin, il sera bon d'utiliser un adaptateur.

## **IV.7. RESSORT DE RAPPEL**

Dans les vérins à double effet, l'utilisation du ressort n'est pas nécessaire car la montée et descente du piston s'effectuent grâce aux entrées et sorties du fluide contrairement au vérin à simple effet où les ressorts sont indispensables puisqu'ils jouent le rôle de ressort de rappel c'est à dire qu'il remettent à chaque fois la tige du vérin à sa position initiale.

Le ressort de traction est soumis à un effort  $P$  dirigé suivant l'axe d'enroulement. Cet effort englobe le poids de la tige et du piston du vérin avec un plus ( $\epsilon$ ) pour chasser l'huile vers la bêche et donc remettre la tige à la position initiale.

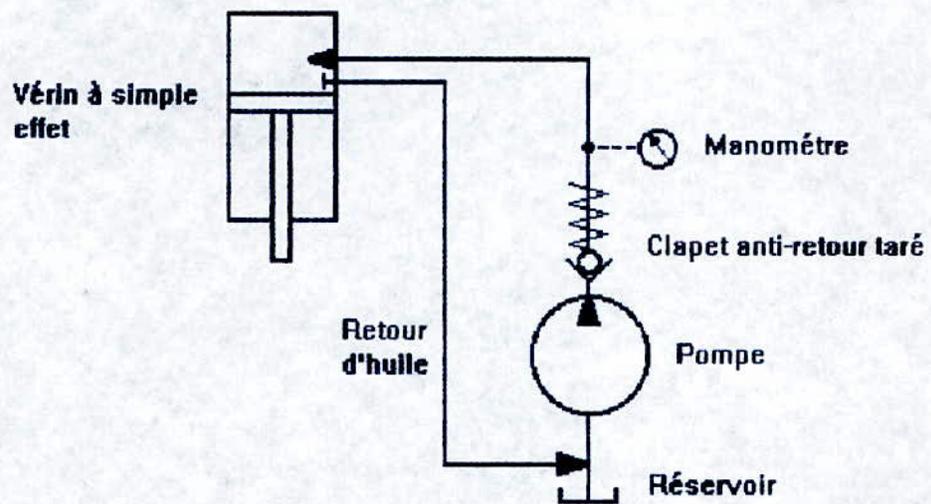
On considère ce ressort comme une barre de torsion de diamètre  $d$  et de longueur égale à la longueur développée du fil qui constitue le ressort travaillant à la torsion sous l'action d'un couple  $P.r$ .

$P$  : poids de la charge supportée par le ressort ( $P= 700N$ ).

$r$  : rayon intérieur du ressort .

$d$  : diamètre du fil du ressort.

## IV.8. SCHEMA DU PRINCIPE DE LA PRESSE HYDRAULIQUE D'ETABLI



## PARTIE CALCUL

## I. DIMENSIONNEMENT DU VERIN

$F = 10 t$  (force ou puissance maximale de notre vérin)

$h = 155 mm$  (course du vérin)

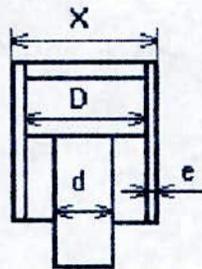
### Remarque

Il est à noter que pour les presses d'établi la course du vérin est comprise entre  $155 mm$  et  $260 mm$  pour une force maximale de  $10 t$ .

*N.B* : Concernant les données que nous prenons pour le dimensionnement de notre presse, nous les puisons des notes de calcul du constructeur ENERPAC.

$D = 43 mm$  (diamètre du piston)

$d = 36 mm$  (diamètre de la tige)



### Remarque

Au bout du vérin nous prévoyons une tête striée amovible à montage par enclenchement (filetage).

D'après la figure précédente, l'épaisseur du cylindre s'écrit comme suit :

$$e = \frac{X - D}{2}$$

**Détermination de la pression :**

La pression s'exprime comme suit :  $P = \frac{Q}{S}$

Sachant que :

$$Q = F = 10 t$$

$$S = \frac{\pi D^2}{4} \text{ (section nécessaire)}$$

Nous obtenons :  $S = 1452,2 \text{ mm}^2$  et  $P = 688,609 \text{ bar}$

En définitif, on obtient la pression de travail recherchée :

$$P = 700 \text{ bar} = 70 \text{ N/mm}^2$$

Concernant la longueur de la tige, elle s'exprime comme suit :

$$l = h + k + T,$$

avec :

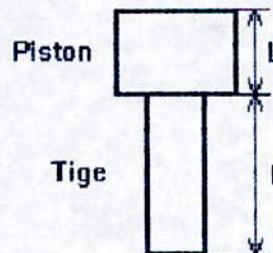
$$h = 155 \text{ mm} \text{ (course du vérin)}$$

$$k = 30 \text{ mm} \text{ (distance nécessaire à la fixation des ressorts de rappel)}$$

$$T = 25 \text{ mm} \text{ (distance prévue pour la tête striée amovible)}$$

On obtient donc  $l = 210 \text{ mm}$

La longueur du piston  $L = 40 \text{ mm}$



**Calcul de l'épaisseur du cylindre du vérin :**

D'après les équations de Lamé, on déduit :

$$e = r_e - r_i = r_i \left( \sqrt{\frac{R_p}{R_p - 2p}} - 1 \right)$$

Concernant le matériau, nous optons pour le XC38 dont la résistance élastique  $R_e = 61,5 \text{ daN/mm}^2$

Ceci nous permettra de déduire la résistance pratique  $R_p = \frac{R_e}{s}$

Avec  $s = 1,5$  (coefficient de sécurité)

En effet,  $R_p = 41 \text{ daN/mm}^2 = 410 \text{ N/mm}^2$

En remplaçant les données dans la formule précédente, on obtient :

$e = 4,99 \text{ mm}$  et on prendra:  $e = 5 \text{ mm}$

Auparavant, nous avons écrit que :  $e = \frac{X - D}{2}$

On en déduit que :  $X = 2e + D$

On obtient :  $X = 53 \text{ mm}$

### CONTROLE DE LA TIGE AU FLAMBAGE

Nous devons vérifier:  $F_t < F_{cr} s$

Avec :

$F_t$  : charge réelle

$F_{cr}$  : charge critique

$s$  : coefficient de sécurité

$$\text{Or } F_{cr} = \frac{\pi^2 E I}{L_f^2} \text{ et } L_f = k \cdot l$$

Avec :

$L_f$  : longueur de flambage

$l$  : longueur de la tige

$k$  : facteur de course (déterminé en fonction de la fixation du vérin)

$E = 210^5 \text{ N/mm}^2$  : module d'élasticité longitudinal

$I = \frac{\pi d^4}{64}$  : moment d'inertie de la section droite

En effet,  $R_p = 41 \text{ daN/mm}^2 = 410 \text{ N/mm}^2$

En remplaçant les données dans la formule précédente, on obtient :

$e = 4,99 \text{ mm}$  et on prendra:  $e = 5 \text{ mm}$

Auparavant, nous avons écrit que :  $e = \frac{X - D}{2}$

On en déduit que :  $X = 2e + D$

On obtient :  $X = 53 \text{ mm}$

### CONTROLE DE LA TIGE AU FLAMBAGE

D'après Euler, nous devons vérifier:  $F_t s \leq F_{cr}$

Avec :

$F_t$ : charge réelle

$F_{cr}$ : charge critique

$s$ : coefficient de sécurité

Or  $F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_f^2}$  et  $L_f = k \cdot l$

Avec :

$L_f$ : longueur de flambage

$l$ : longueur de la tige

$k$ : facteur de course (déterminé en fonction de la fixation du vérin)

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

$I = \frac{\pi d^4}{64}$  : moment d'inertie de la section droite

En remplaçant les données, on trouve :

$$I = 82448 \text{ mm}^4$$

$$F_{cr} = 369 \text{ t}$$

$$\text{or } F_t s = 15 \text{ t}$$

$$\Rightarrow F_t s \leq F_{cr}$$

Ainsi, la tige ne risque pas la flambage d'après le critère d'Euler.

Nous vérifions, maintenant, le flambage d'après le critère de Dutheil :

Nous avons :

$$\sigma_s = \frac{1}{2}(\sigma_c + 1,3\sigma_e) - \sqrt{\frac{1}{4}(\sigma_c + 1,3\sigma_e)^2 - \sigma_e\sigma_c}$$

Avec:  $\sigma_c = \frac{F_c}{S}$

$$F_c = 369000 \text{ daN}$$

$$S = 1017,87 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_e = R_e = 61,5 \text{ daN / mm}^2$$

On obtient finalement:  $\sigma_s = 49,41 \text{ daN / mm}^2$

On a vérifié:  $F_t \leq P_s$  avec  $P_s = \sigma_s S$

On obtient finalement:  $150000 < 502932,5$

Ainsi la tige ne risque pas le flambage d'après le critère Dutheil.

## II. DIMENSIONNEMENT DE LA POMPE

Les pertes de charge étant minimales, nous pouvons dire que la pression est la même en tout point du circuit :  $P_1 = P_2$

Ce qui nous permet d'écrire que respectivement :  $\frac{Q}{S} = \frac{F}{S'}$

Sachant que :

$Q$ : est la charge

$S$ : la section du vérin

$F$ : la force appliquée à la pompe

$S'$ : la section de la pompe

Nous déduisons :  $\frac{Q}{F} = \frac{S}{S'} = R$

Avec une réduction de la force  $R = 29$

Des deux dernières égalités, on obtient :

$$F = 3448,28 \text{ N}$$

$$S' = 50,07 \text{ mm}^2$$

Sachant que :  $S' = \frac{\pi \cdot d'^2}{4}$ , il en découle :  $d' = 7,98 \text{ mm}$

On adoptera un diamètre du piston de la pompe :  $d' = 8 \text{ mm}$

D'où la nouvelle section du piston de la pompe :  $S = 50,26 \text{ mm}^2$

D'autre part, nous savons que :

$$\frac{\text{Capacité utile de la pompe (cm}^3\text{)}}{\text{Capacité d'huile du vérin (cm}^3\text{)}} = \text{Nombre de vérins pouvant être alimentés par la pompe}$$

Or  $N = 1$  (puisque nous ne disposons que d'un seul vérin)

$$\Rightarrow Q_p = Q_v$$

Connaissant :  $Q_p = S'.C.n$  et  $Q_v = S.h$

Et sachant que :

$C$ : course du piston

$n$ : nombre d'impulsion

$S'$ : surface effective de la pompe

$h$ : course du vérin

En optant pour une course du piston  $C = 25 \text{ mm}$

On détermine le nombre d'impulsion  $n = \frac{d^2 \cdot h}{d'^2 \cdot c} = 179,12$

Ce qui nous permet de déduire :  $\left(\frac{h}{n}\right) = 0,87 \text{ mm}$

D'où une avance d'environ  $1 \text{ mm}$  par impulsion.

### Remarque

la capacité du réservoir correspond à environ trois (03) fois le débit de la pompe installée.

$$Q_p = Q_v = S.h = \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4}\right) \cdot h$$

Sachant :  $\begin{cases} d = 43 \text{ mm} \\ h = 155 \text{ mm} \end{cases}$ , nous obtenons :  $Q_p = Q_v = 225091,186 \text{ mm}^3$

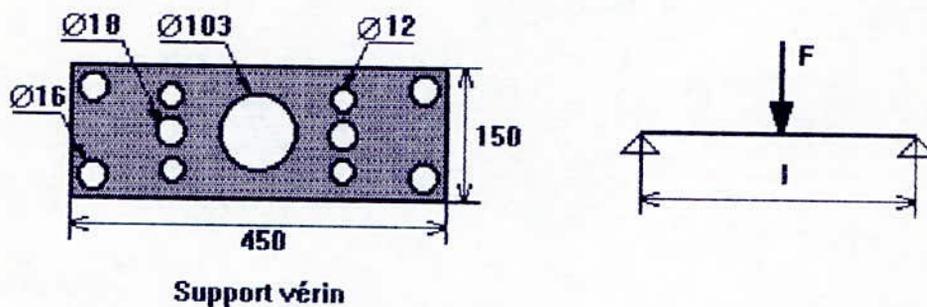
Donc, la capacité du réservoir doit être au minimum de  $700 \text{ cm}^3$

Et le débit par course :  $\frac{Q_p}{n} = 1256,65 \text{ mm}^3$

On prendra :  $\frac{Q_p}{n} = 1,26 \text{ cm}^3$

### III. DIMENSIONNEMENT DU BATI

#### III.1. CALCUL DE RESISTANCE A LA FLEXION DU SUPPORT VERIN



$$F = 10 \text{ t} = 10^5 \text{ N}$$

La flèche pour :

$$x = \frac{l}{2} \text{ est } f = \frac{F l^3}{48 E I}$$

Calcul du moment d'inertie au niveau de la section dangereuse :

$$I = \frac{1}{12} b h^3 - \frac{1}{2} \frac{\pi D^4}{64}$$

Sachant :

$$F = 10^5 \text{ N}$$

$$l = 450 \text{ mm}$$

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{On obtient : } I = 1525085,77 \text{ mm}^4$$

On trouve donc une flèche  $f \approx 0,622 \text{ mm}$ , ce qui est raisonnable pour une longueur  $l = 450 \text{ mm}$

### III.2. CALCUL DE RESISTANCE A LA TRACTION DES TIGES SUPPORTS

Les tiges support du bâti sont soumises à l'effort de traction qui est la réponse à l'effet de compression contracté par la pression subite par le piston du vérin.

La condition de résistance :

$$\sigma_t \leq R_p \quad \text{avec} \quad \sigma_t = \frac{N}{S}$$

Il existe 04 tiges sur lesquelles l'effort  $F$  sera uniformément répartie :

$$N = \frac{F}{4} = 25000 \text{ N}$$

$$\text{On en déduit : } d \geq \sqrt{\frac{F}{\pi R_p}}$$

On adopte comme matériau le XC10 (nuance couramment utilisée) qui correspond à une résistance pratique  $R_p = 215 \text{ N/mm}^2$

$$\text{On obtient : } d \geq 12,16 \text{ mm}$$

On adopte un diamètre  $d = 20 \text{ mm}$

En remplaçant les données, on trouve :

$$I = 102353,87 \text{ mm}^4$$

$$F_{cr} = 18325483 \text{ N}$$

$$(F_{cr} \cdot s) = 27488224$$

Or

$$F_t = 10^5 \text{ N}$$

$$\Rightarrow F_t < (F_{cr} \cdot s)$$

Ainsi, la tige ne risque pas la flambage.

## II. DIMENSIONNEMENT DE LA POMPE

Les pertes de charge étant minimales, nous pouvons dire que la pression est la même en tout point du circuit :  $P_1 = P_2$

Ce qui nous permet d'écrire que respectivement :  $\frac{Q}{S} = \frac{F}{S'}$

Sachant que :

$Q$  : est la charge

$S$  : la section du vérin

$F$  : la force appliquée à la pompe

$S'$  : la section de la pompe

Nous déduisons :  $\frac{Q}{F} = \frac{S}{S'} = R$

Avec une réduction de la force  $R = 13$

Des deux dernières égalités, on obtient :

$$F = 7692,307 \text{ N}$$

$$S' = 111,707 \text{ mm}^2$$

Sachant que :  $S' = \frac{\pi \cdot d'^2}{4}$ , il en découle :  $d' = 11,92 \text{ mm}$

On adoptera un diamètre du piston de la pompe :  $d' = 12 \text{ mm}$

D'où la nouvelle section du piston de la pompe :  $S = 113,0973 \text{ mm}^2$

D'autre part, nous savons que :

$$\frac{\text{Capacité utile de la pompe (cm}^3\text{)}}{\text{Capacité d'huile du vérin (cm}^3\text{)}} = \text{Nombre de verins pouvant être alimentés par la pompe}$$

Or  $N = 1$  (puisque nous ne disposons que d'un seul vérin)

$$\Rightarrow Q_p = Q_v$$

Connaissant :  $Q_p = S'.C.n$  et  $Q_v = S.h$

Et sachant que :

$C$ : course du piston

$n$ : nombre d'impulsion

$S'$ : surface effective de la pompe

$h$ : course du vérin

En optant pour une course du piston  $C = 25 \text{ mm}$

On détermine le nombre d'impulsion  $n = \frac{d^2 \cdot h}{d'^2 \cdot c} = 79,60$

Ce qui nous permet de déduire :  $\left(\frac{h}{n}\right) = 1,947 \text{ mm}$

D'où une avance d'environ  $2 \text{ mm}$  par impulsion.

### Remarque

la capacité du réservoir correspond à environ trois (03) fois le débit de la pompe installée.

$$Q_p = Q_v = S.h = \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4}\right) \cdot h$$

Sachant :  $\begin{cases} d = 43 \text{ mm} \\ h = 155 \text{ mm} \end{cases}$  , nous obtenons :  $Q_p = Q_v = 225091,186 \text{ mm}^3$

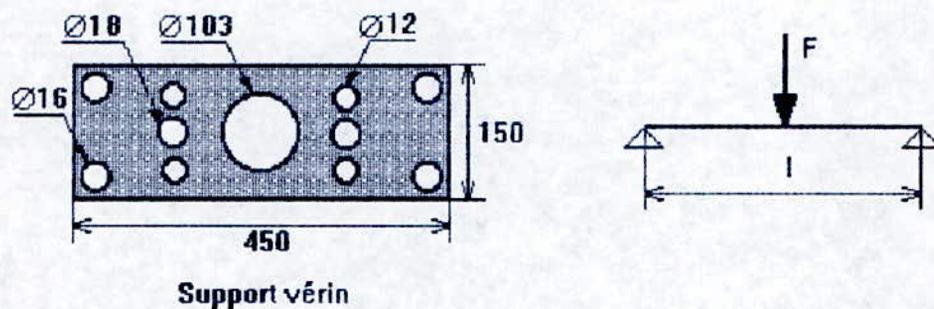
Donc, la capacité du réservoir doit être au minimum de  $700 \text{ cm}^3$

Et le débit par course :  $\frac{Q_v}{n} = 2827,778 \text{ mm}^3$

On prendra :  $\frac{Q_v}{n} = 2,83 \text{ cm}^3$

### III. DIMENSIONNEMENT DU BATI

#### III.1. CALCUL DE RESISTANCE A LA FLEXION DU SUPPORT VERIN



$$F = 10t = 10^5 \text{ N}$$

La déformée pour :

$$0 < x < \frac{l}{2} \text{ est } y = \frac{F x}{48 E I} (3 F^2 - 4 x^2)$$

$$\frac{l}{2} < x < l \text{ est } y = \frac{F (l - x)}{48 E I} (F^2 + 4 x^2 - 8 l x)$$

D'où la flèche pour :

$$x = \frac{l}{2} \text{ est } f = \frac{F l^3}{48 E I}$$

Calcul du moment d'inertie :

$$I = \frac{1}{12} b h^3 - \left( \frac{\pi D^4}{64} + \frac{4 \pi d_1^4}{64} + \frac{4 \pi d_2^4}{64} + \frac{4 \pi d_3^4}{64} \right)$$

Sachant :

$$F = 10^5 \text{ N}$$

$$l = 450 \text{ mm}$$

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{On obtient : } I = 1116055 \text{ mm}^4 = 11,1620 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

On trouve donc une flèche  $f \approx 0,085 \text{ mm}$ , ce qui est raisonnable pour une longueur  $l = 450 \text{ mm}$

### **III.2. CALCUL DE RESISTANCE A LA TRACTION DES TIGES SUPPORTS**

Les tiges support du bâti sont soumises à l'effort de traction qui est la réponse à l'effet de compression contracté par la pression subite par le piston du vérin.

La condition de résistance :

$$\sigma_t \leq R_p \text{ avec } \sigma_t = \frac{N}{S}$$

Il existe 04 tiges sur lesquelles l'effort F sera uniformément répartie :

$$N = \frac{F}{4} = 25000 \text{ N}$$

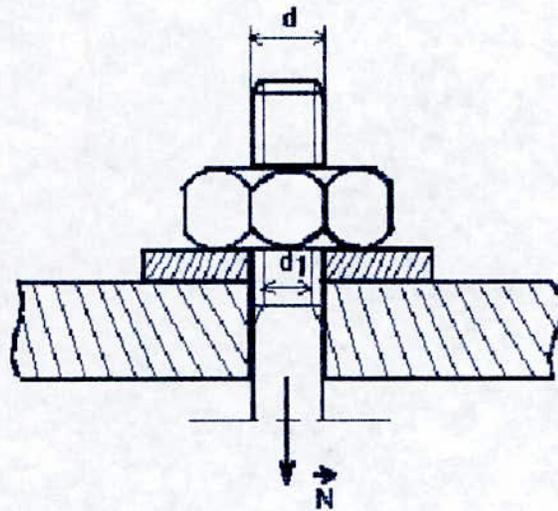
$$\text{On en déduit : } d \geq \sqrt{\frac{F}{\pi R_p}}$$

On adopte comme matériau le XC10 (nuance couramment utilisée) qui correspond à une résistance pratique  $R_p = 215 \text{ N/mm}^2$

On obtient :  $d \geq 12,16 \text{ mm}$

On adopte un diamètre  $d = 20 \text{ mm}$

#### IV. CALCUL DE RESISTANCE DE L'ASSEMBLAGE VIS-ECROU



##### Remarques

① La surface représentée par le cercle de diamètre  $d_1$  est la surface filetée pratique.

② La répartition de la charge entre les filets actifs (filets en contact vis-écrou) est uniforme.

On obtient la condition de résistance à la rupture du boulon dans la section dangereuse :  $\sigma \leq R_{tr}$

$$\text{avec : } \sigma = \frac{4N}{\pi d_1^2}$$

Dans notre cas, comme la force est uniformément répartie sur les quatre (04) boulons, nous prendrons :  $N = \frac{F}{4}$

D'autre part, le choix de la matière qui caractérise notre boulon nous donne :  $R_{tr}$

En effet, d'après la note de calcul dans laquelle nous choisissons le XC80 qui fait partie des nuances couramment utilisées, nous obtenons :

$$R_{tr} = 50 \text{ daN/mm}^2 = 500 \text{ N/mm}^2$$

On déduit :  $d_1 \geq \sqrt{\frac{4N}{\pi R_{tr}}}$

### Remarque

$d_1 = d_f$  (diamètre de fond de filet)

et  $d_N = \frac{d_f}{0,8}$  (diamètre nominal)

### Application numérique :

Sachant que :  $F = 10 \text{ t} = 10^5 \text{ N}$

On obtient :  $N = 25000 \text{ N}$

Donc :

$d_1 = d_f = 7,97 \text{ mm}$

$d_N = 9,97 \text{ mm}$

Or pratiquement, nous avons opté pour un diamètre nominal de  $d_N = 10 \text{ mm}$  ce qui est convenable comme choix.

## V. CALCUL DE RESISTANCE AU CISAILLEMENT DES SOUDURES



La condition de résistance à la rupture de la soudure effectuée au niveau vérin :

$$\sigma \leq R_p$$

$$\text{Avec : } \sigma = \frac{N}{S} = \frac{F}{S}$$

Le matériau XC38 nous donne une résistance  $R_p = 335 \text{ N/mm}^2$

Avec une section  $S = 2\pi(R_2 - R_1)e$  et  $R_2 = R_1 + e$

$$\text{Nous déduisons : } e \geq \sqrt{\frac{F}{2\pi R_p}}$$

On trouve :  $e \geq 6,9 \text{ mm}$

En définitive, on adopte un cordon d'épaisseur :  $e = 7 \text{ mm}$

## VI. CALCUL DES RESSORTS DE RAPPEL

Nous choisissons des ressorts cylindriques de traction (spires jointives).

*Les conditions de construction sont :*

Le diamètre du fil du ressort  $d \leq 5 \text{ mm}$

Le diamètre extérieur du ressort  $D_e \geq 5 d$

Pour le calcul des ressorts, il faut vérifier la flèche :

$$f = \frac{2\pi P n}{G I_0} \left(\frac{D_e}{2}\right)^3 \text{ avec } I_0 = 0,1 d^4$$

$$\text{Ce qui nous donne : } f = \frac{\pi P n D_e^3}{0,4 G d^4}$$

### Remarque

Une flèche totale minimale de 155 mm est nécessaire pour notre ressort (valeur correspondant à la course du vérin).

A partir de là, le nombre de spires minimal s'écrit :

$$n = \frac{0,4 f G d^4}{\pi P D_e^3}$$

*Données :*

Le diamètre extérieur du ressort  $D_e = 16 \text{ mm}$

Le diamètre du fil du ressort  $d = 2 \text{ mm}$

L'effort nécessaire à soulever la tige de vérin  $F = 150 \text{ N}$

Le module de cisaillement  $G = 7,9 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$

La flèche totale minimale  $f = 155 \text{ mm}$

**N.B :**

- Nous disposons de deux ressorts identiques. L'effort nécessaire à chaque ressort pour soulever la tige est :  $P = \frac{F}{2} = 75 \text{ N}$

- Le module de cisaillement  $G$  correspond au matériau choisit. En effet, le XC65 est fréquemment utilisé pour les ressorts .

On obtient donc :  $n = 81,2$

Le nombre minimal de spires  $n = 82$

*Détermination du nombre de spires adéquat :*



La longueur nécessaire au montage  $L = l + 2 A$

Avec :  $A = D_e - 2d$   
 $l = n d$

Ce qui revient à écrire :  $n = \frac{L - 2A}{d}$

Données :  $L = 290 \text{ mm}$   
 $A = 12 \text{ mm}$

On trouve un nombre de spires  $n = 133$  largement supérieur au nombre de spires minimal, ce qui vérifie la flèche.

***Caractéristiques du ressort cylindrique de traction***

$$D_e = 16 \text{ mm}$$

$$d = 2 \text{ mm}$$

$$A = 12 \text{ mm}$$

$$n = 133$$

$$L = 290 \text{ mm}$$

$$l = 266 \text{ mm}$$

## **CONCLUSION**

Notre projet, élaboré en bureau d'étude, consiste en la réalisation d'un outil pouvant intéresser aussi bien l'artisan que la chaîne de production d'une unité industrielle.

Après une petite étude du marché national, nous avons constaté la non disponibilité de fabricants de presses hydrauliques d'établi malgré une demande considérable.

Pour pallier cela, nous avons pensé qu'une étude complète encouragera certaines de nos entreprises à se lancer dans leur fabrication et contribuer, ainsi, au développement de l'économie nationale.

Le but de notre travail se résume, donc, à étudier, concevoir et, éventuellement, réaliser une presse hydraulique d'établi d'une capacité de 10 tonnes.

Pour cela, nous avons dressé un plan consistant en l'étude théorique, le calcul de résistance, le dimensionnement et la conception des divers éléments constituant notre presse d'établi.

Quand à la réalisation en atelier, nous n'avons pu l'achever, faute de moyens :

- indisponibilité totale de lubrifiant machine,
- pénurie de matières premières répondant aux exigences voulues.

En dépit de ce qui précède, nous avons, néanmoins, réussi à réaliser quelques pièces telles que : la tige et le bâti.

En un mot, nous espérons que ce modeste travail contribuera à une meilleure connaissance de la presse hydraulique d'établi ainsi qu'à la généralisation de sa fabrication et de son utilisation sur le territoire national.

Ceci, notamment par les nombreux avantages qu'elle offre, particulièrement son prix de revient abordable au regard de ses multiples fonctions.

## BIBLIOGRAPHIE

- GERARD MARIE  
*L'hydraulique pratique commentée pour l'industrie et le BTP*  
Edition 1982
  
- JACQUES FAISANDIER  
*Mécanismes hydrauliques*  
Edition 1983
  
- A. CHEVALIER  
*Guide du dessinateur industriel*  
Edition 1979
  
- LENORMAND et TINEL  
*Momento du dessin industriel*  
Edition 1978
  
- M. GUILLON et J.P. BLONDEL  
*Techniques de l'ingénieur*  
Edition 1991
  
- ENERPAC  
*Force hydraulique pour l'industrie*  
Edition 1993
  
- A. SCHMITT  
*Le cours d'hydraulique*  
Edition 1981
  
- J.P. TROTIGNON  
*Précis de construction mécanique*  
Edition 1978
  
- R. DUROT et R. LAVAUD  
*Normadess*  
Edition 1985
  
- R. THIBAUT  
*Mécanique appliquée*  
Edition 1978

° D.D. BANKS

*Industrial hydraulic systems*

Edition 1987

° LEGRIS

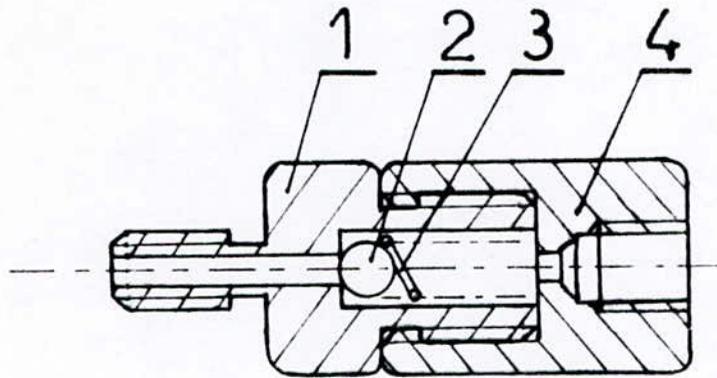
*Systèmes de raccords et robinetterie pour l'industrie*

Edition 1986

° F. LEBBAD

*vérin hydraulique*

PFE promotion janvier 1980

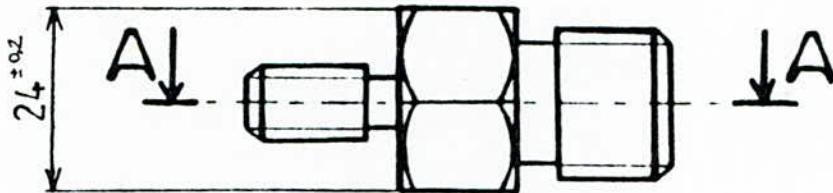


المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE —  
 Ecole Nationale Polytechnique

4	PR.04.02	MANCHON COTE FLEXIBLE	1			XC 38	
3		RESSORT	1			XC 65	
2		BILLE	1			XC 38	DIAMETRE 7
1	PR.04.01	MANCHON COTE POMPE	1			XC 38	
RP.	N° DESSIN	DESIGNATION	NB.	UNIT.	TOT.	MAT.	OBSERV.
				MASSE			

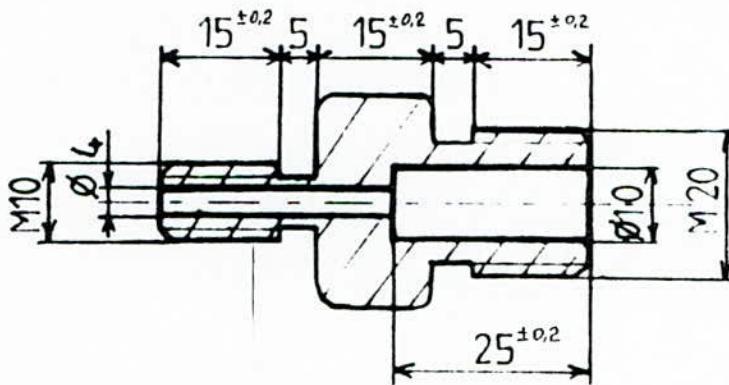
## ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECHELLE	MASSE		<h1>CLAPET ANTI- -RETOUR</h1>	<h1>ENP</h1>
1/1				
ETUDIANT	KHRIS			
ETUDIANT	SAHRAOUI			
PROMOTEUR	MADANI			
				PR.04.00

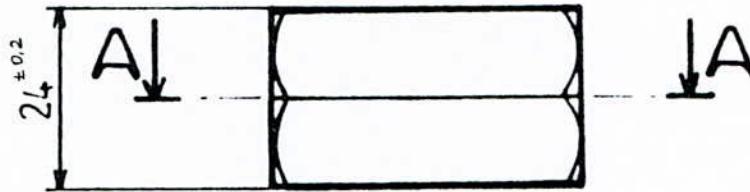


A-A

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique

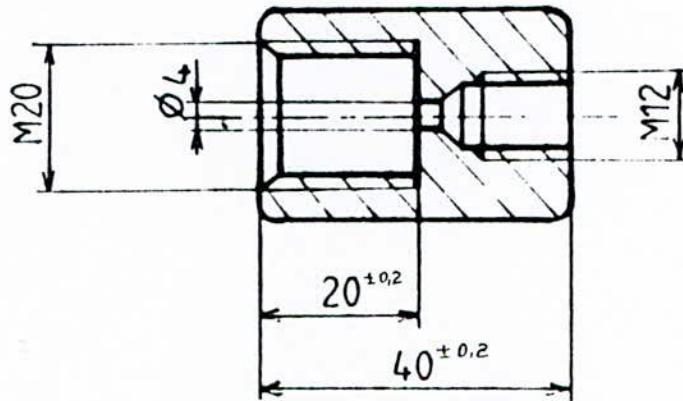


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
ECHELLE	MASSE		MANCHON COTE POMPE
1/1			
ETUDIANT	KHRIS		DEP: G.MECANIQUE
ETUDIANT	SAHRAOUI		
PROMOTEUR	MADANI		
			MAT: XC 38
			PR.04.01

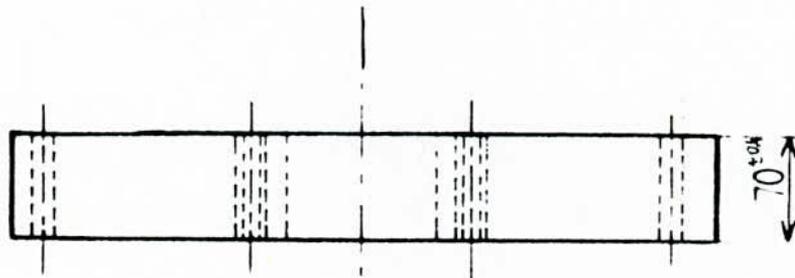


المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique

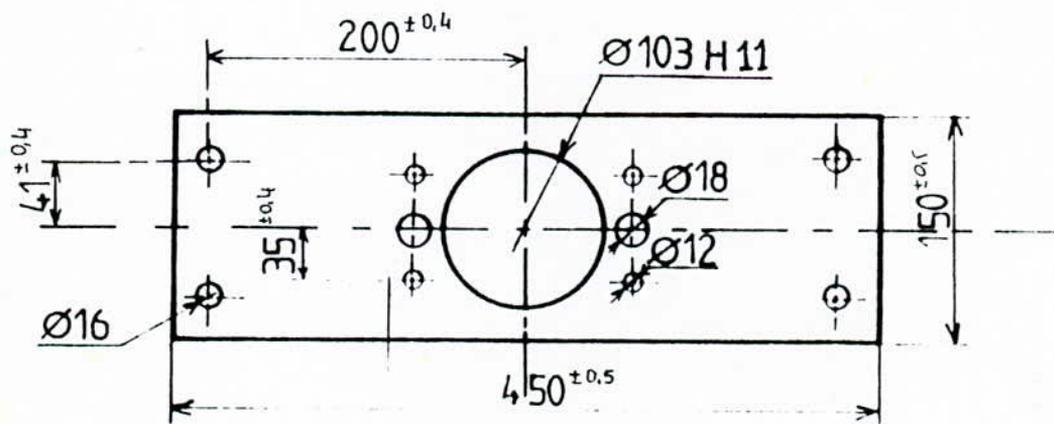
A-A



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
ECHELLE	MASSE		MANCHON COTE FLEXIBLE	ENP DEP: G. MECANIQUE
1/1				
ETUDIANT	KHRIS			
ETUDIANT	SAHRAOUI			
PROMOTEUR	MADANI			
			MAT: XC 38	PR.04.02



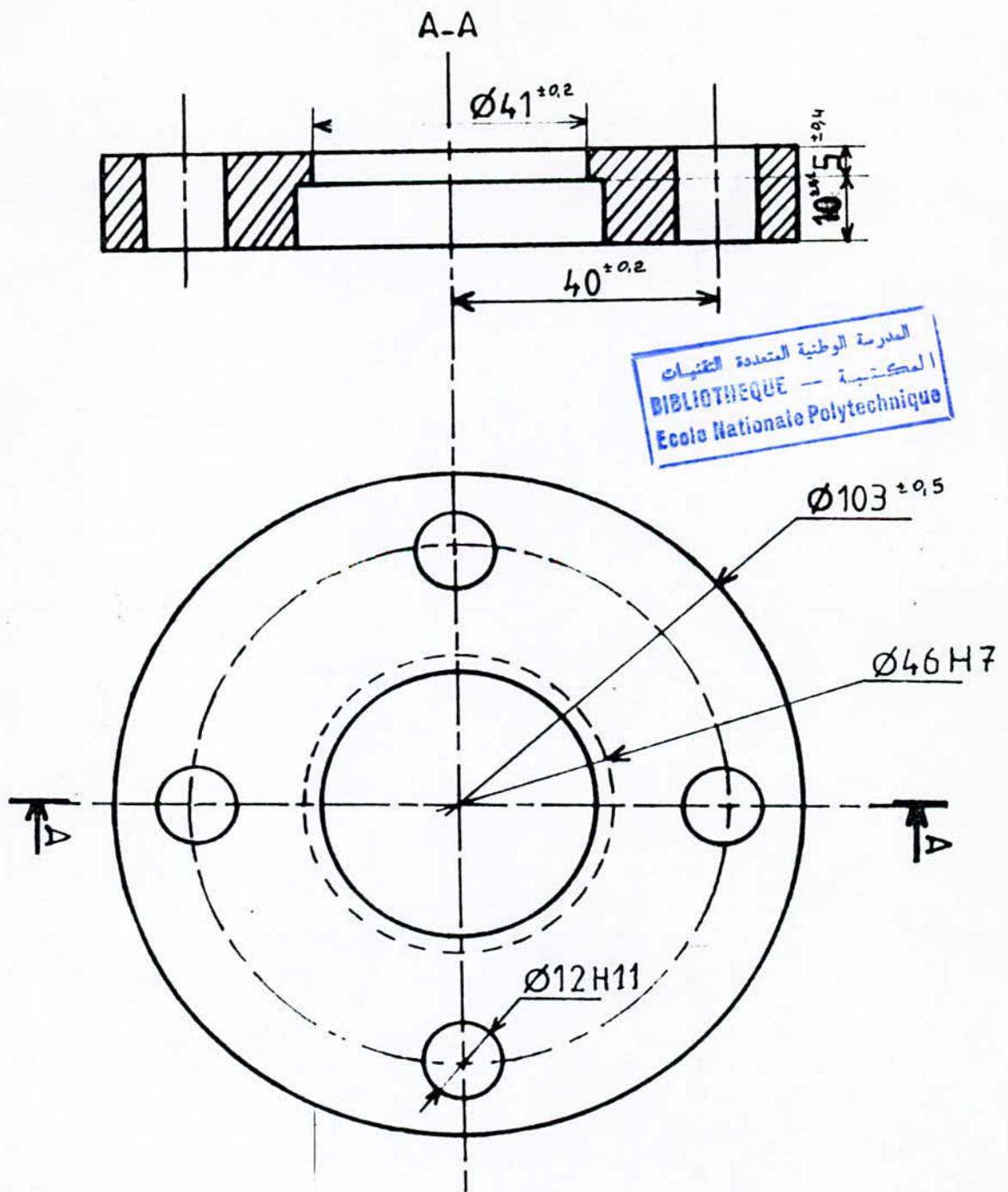
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique



# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

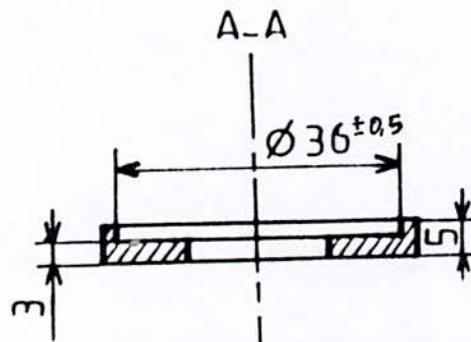
ECHELLE	MASSE		<h2>SUPPORT VERIN</h2>	<h2>ENP</h2> <p>DEP: G.MECANIQUE</p>
1/5				
ETUDIANT	KHRIS			
ETUDIANT	SAHRAOU			
PROMOTEUR	MADANI			
			MAT: XC 25	PR.03.01



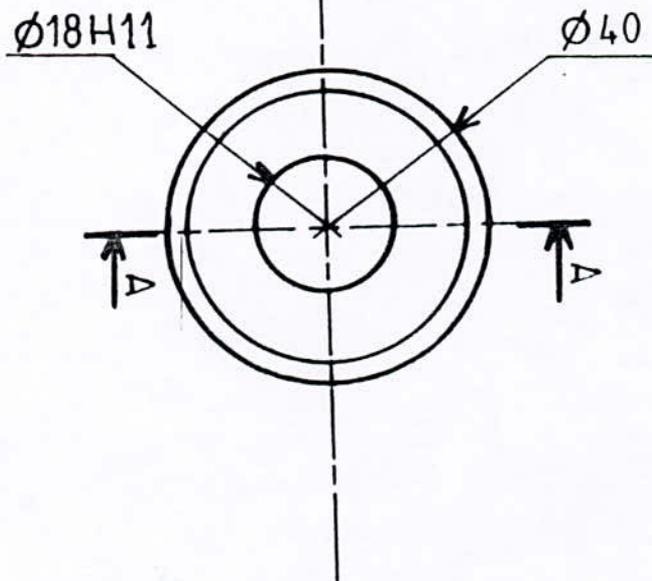


# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECHELLE	MASSE		PLAQUE	ENP
1/1				DEP: G. MECANIQUE
ETUDIANT	KHRIS		MAT: A 42	PR.01.05
ETUDIANT	SAHRAQUI			
PROMOTEUR	MADANI			

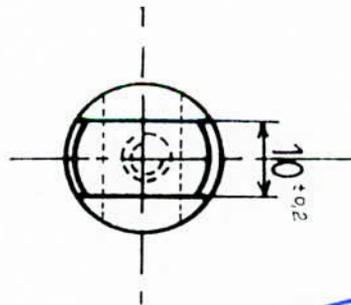


المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

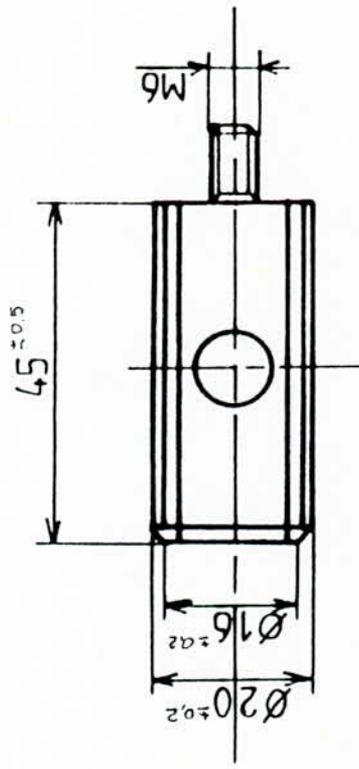


# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

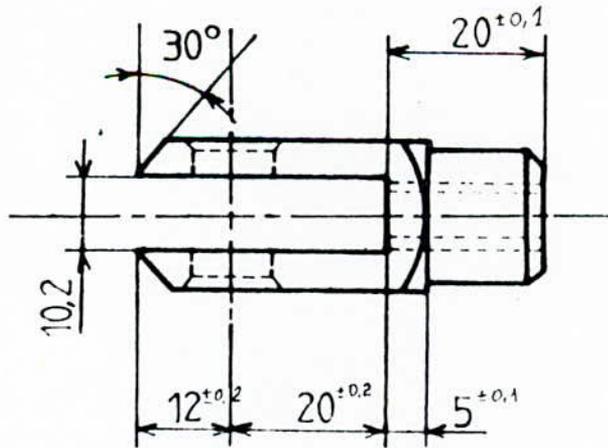
ECHELLE	MASSE		BAGUE	ENP
1/1				
ETUDIANT	KHRIS		MAT: XC 32	PR.01.03
ETUDIANT	SAHRAOUI			
PROMOTEUR	MADANI			



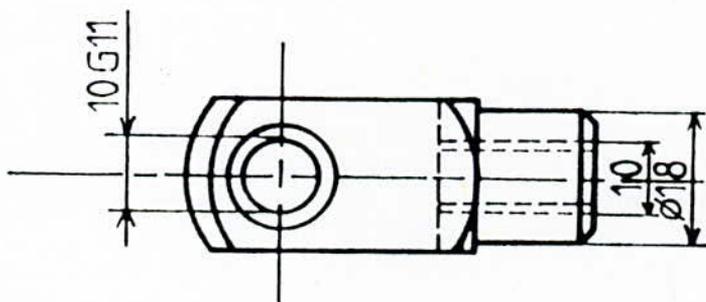
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
ECHELLE	MASSE		TIGE D'ARTICU- -LATION	ENP DEP: G.MECANIQUE
1/1				
ETUDIANT	KHRIS		MAT: XC18	PR.02.01
ETUDIANT	SAHRAOUI			
PROMOTEUR	MADANI			

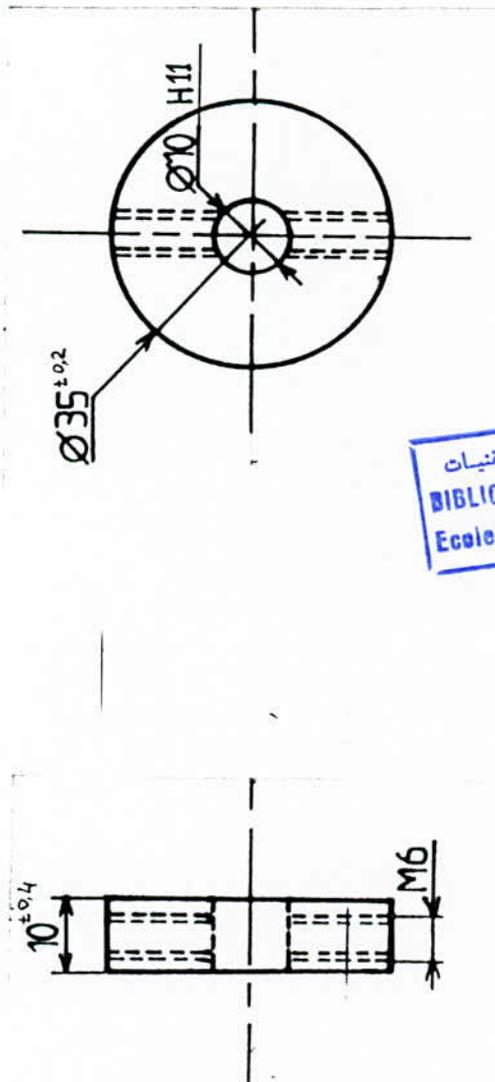


المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique



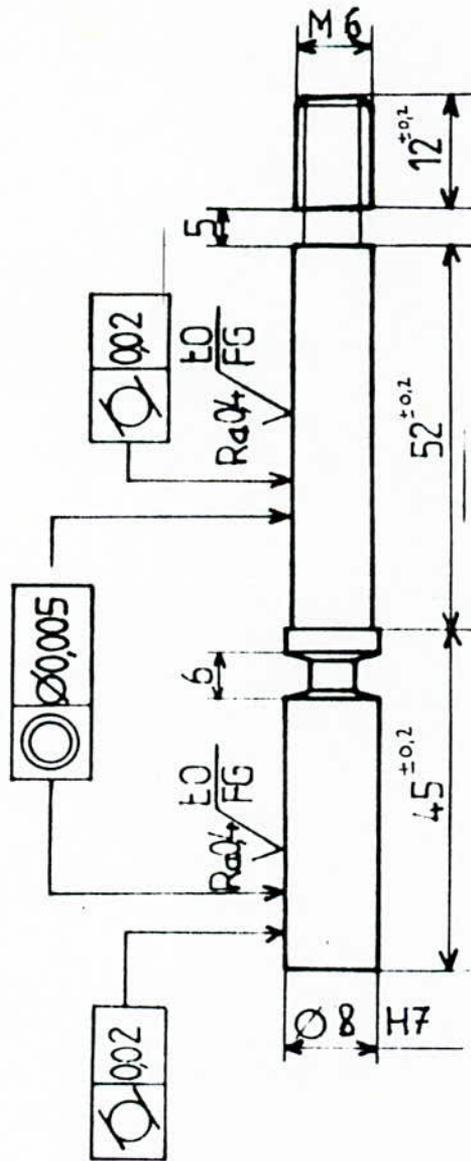
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
ECHELLE	MASSE		CHAPE DE 10
1/1			
ETUDIANT	KHRIS		TYPE 200
ETUDIANT	SAHRAOUI		
PROMOTEUR	MADANI		
			MAT: XC 18
			PR.02.02

ENP  
 DEP 5 MECANIQUE



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique

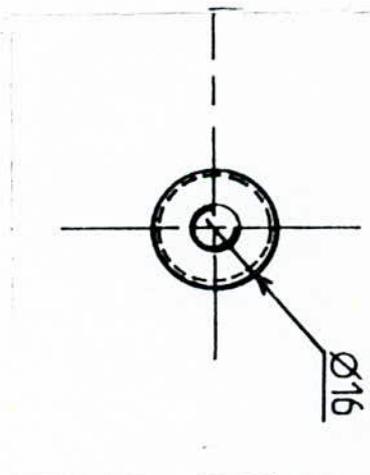
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
ECHELLE	MASSE		CYLINDRE D'ARTICUL- - ATION
1/1			
ETUDIANT	KHRIS		ENP DEP : G.MECANIQUE
ETUDIANT	SAHRAOUI		
PROMOTEUR	MADANI		
			MAT : XC 18
			PR.02.03



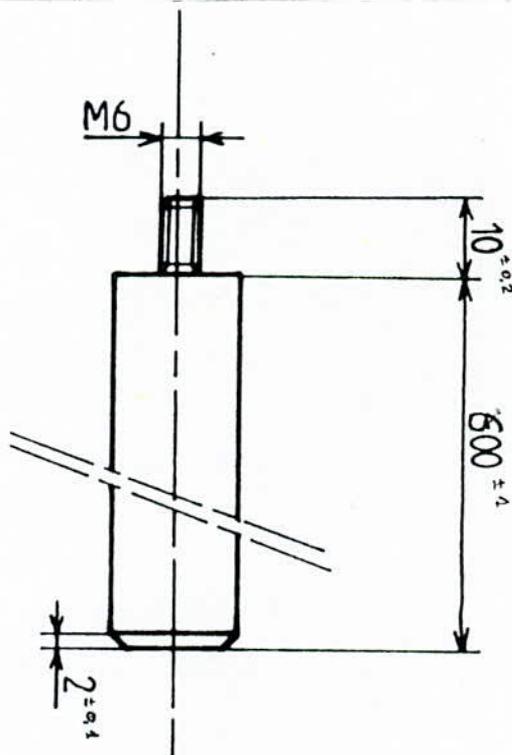
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique

# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

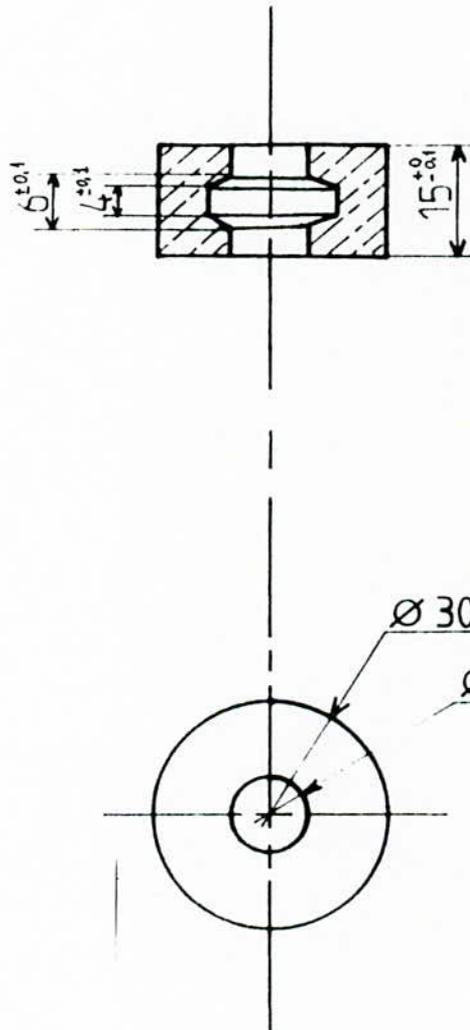
ECHELLE	MASSE		TIGE	ENP
1/1				
ETUDIANT	KHRIS		MAT: XC 10	DEP. G MECANIQUE
ETUDIANT	SAHRAOUI			
PROMOTEUR	MADANI			
				PR.02.08



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique



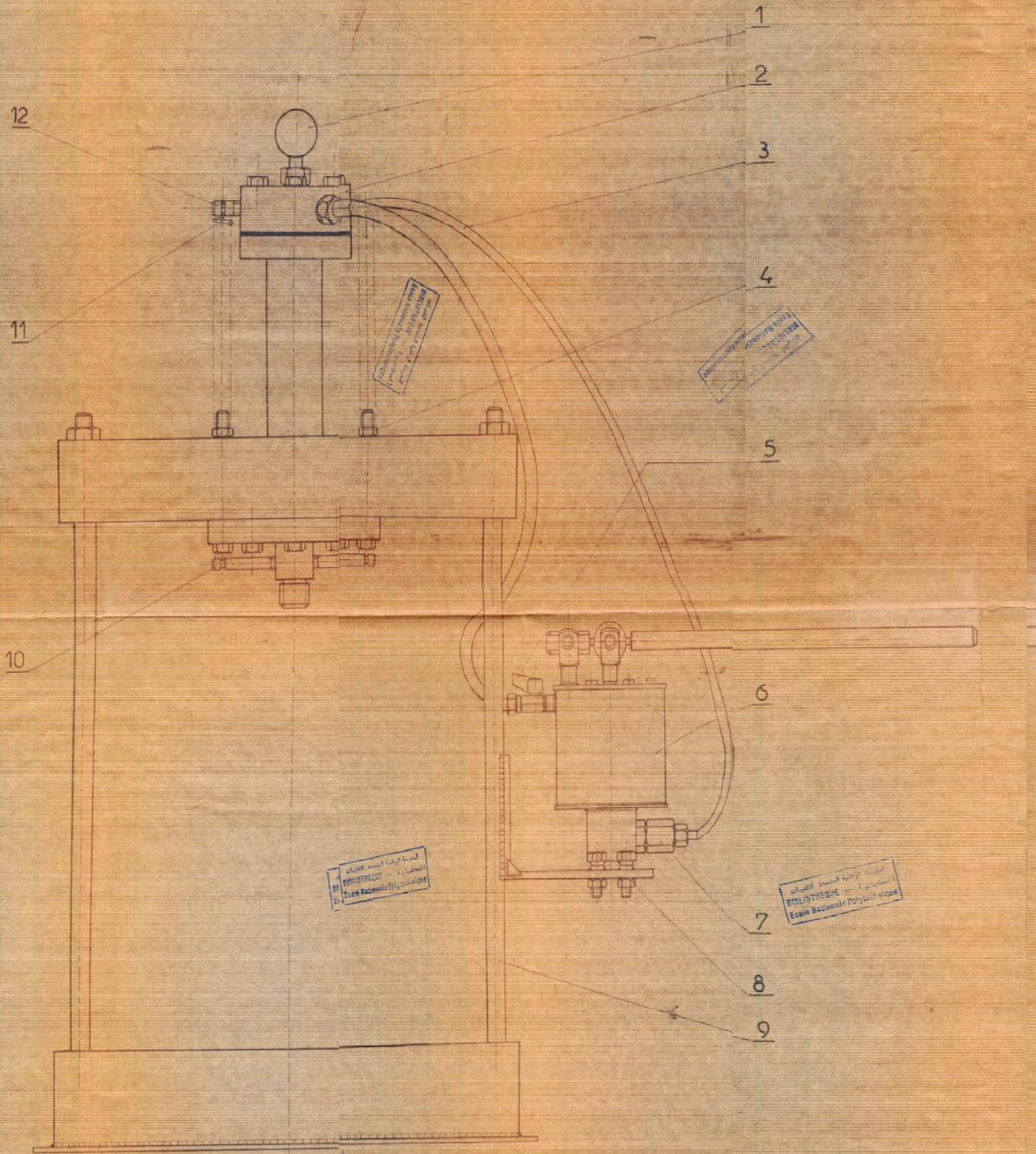
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
ECHELLE 1/1	MASSE		LEVIER
ETUDIANT KHRIS			
ETUDIANT SAHRAOUI			ENP DEP: G. MECANIQUE
PROMOTEUR MADANI			
			MAT: XC 18
			PR.02.04



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique

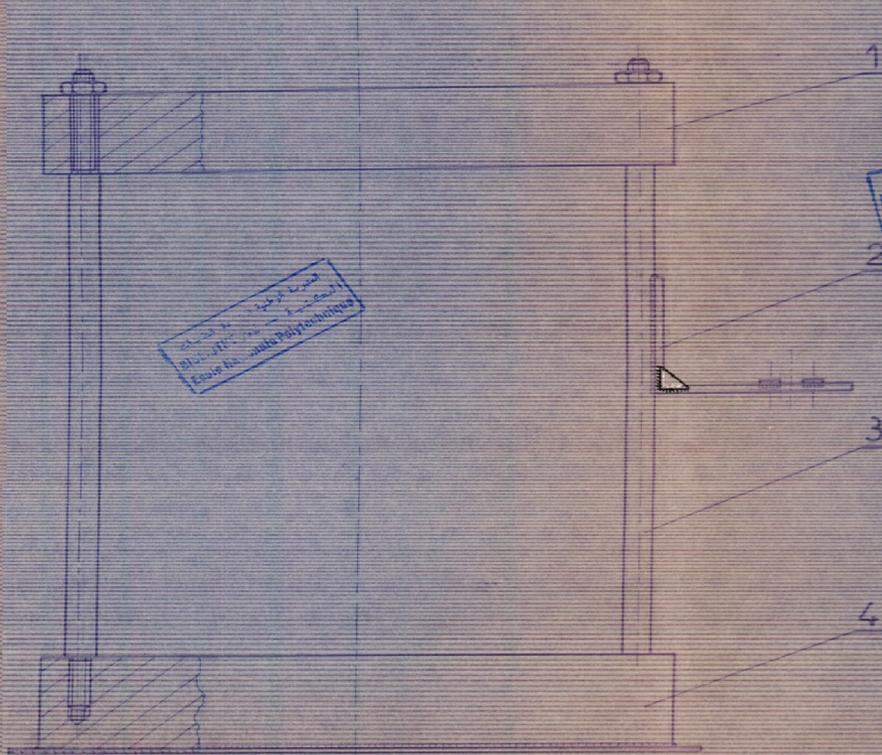
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECHELLE	MASSE		<b>BAGUE          AUTO-          -LUBRIFIANTE</b>	<b>ENP</b> DEP:G.MECANIQUE
1/1				
ETUDIANT	KHRIS		<b>MAT:BRONZE</b>	<b>PR.02.05</b>
ETUDIANT	SAHRAOUI			
PROMOTEUR	MADANI			

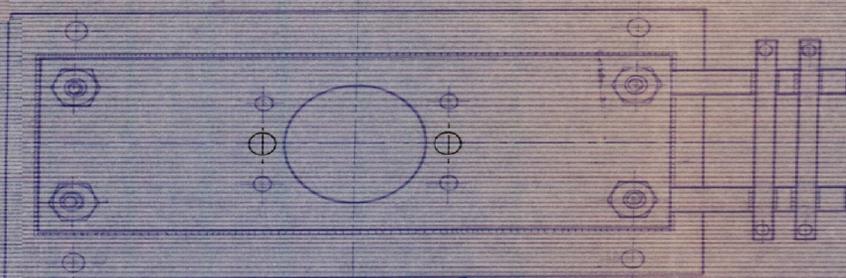
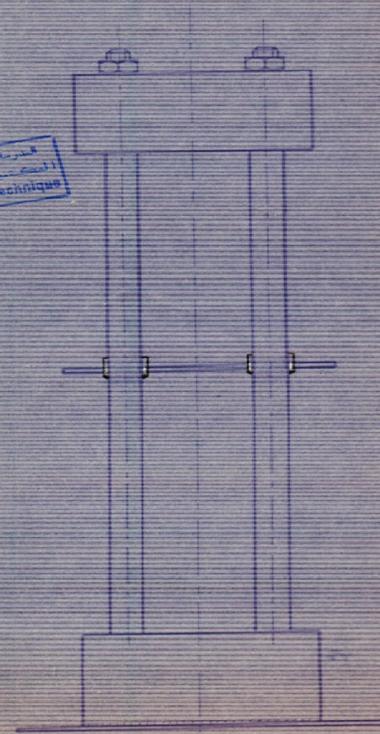


12	GOUJON M10 35, J45	2		XC 18	FIXATION DU RESSORT
11	RESSORT DE RAPPEL	2		XC 05	FIXATION DU RESSORT
10	GOUJON M10 70, J45	2		XC 18	FIXATION DE LA POMPE
9	PR.03.00 BATI	1			FIXATION DE LA POMPE
8	BOULON H M8 30	4		XC 18	
7	PR.04.00 CLAPET ANTI-RETOUR	1			
6	PR.02.00 POMPE	1			
5	ROBINET A BOISSEAU	1		NALON NICKEL	LEGRIS REF. 037517
4	BOULON H M10 55	4		XC 00	FIXATION DU VERIN
3	FLEXIBLE L=900	2			ENERPAC REF. H-700
2	PR.01.00 VERIN HYDRAULIQUE	1			ENERPAC REF. 045E10
1	MANOMETRE	1			

RB	N° DESSIN	DESIGNATION	NB. PIÉCES	MAT.	OBSERV.
Ecole Nationale Polytechnique					
Echelle		MASSE	 <b>PRESSE HYDRAULIQUE D'ETABLI</b> ENP DEP. G. MECANIQUE		
1/2					
ETUDIANT KHRISS					
PROMOTEUR MADANI					PR.00.00



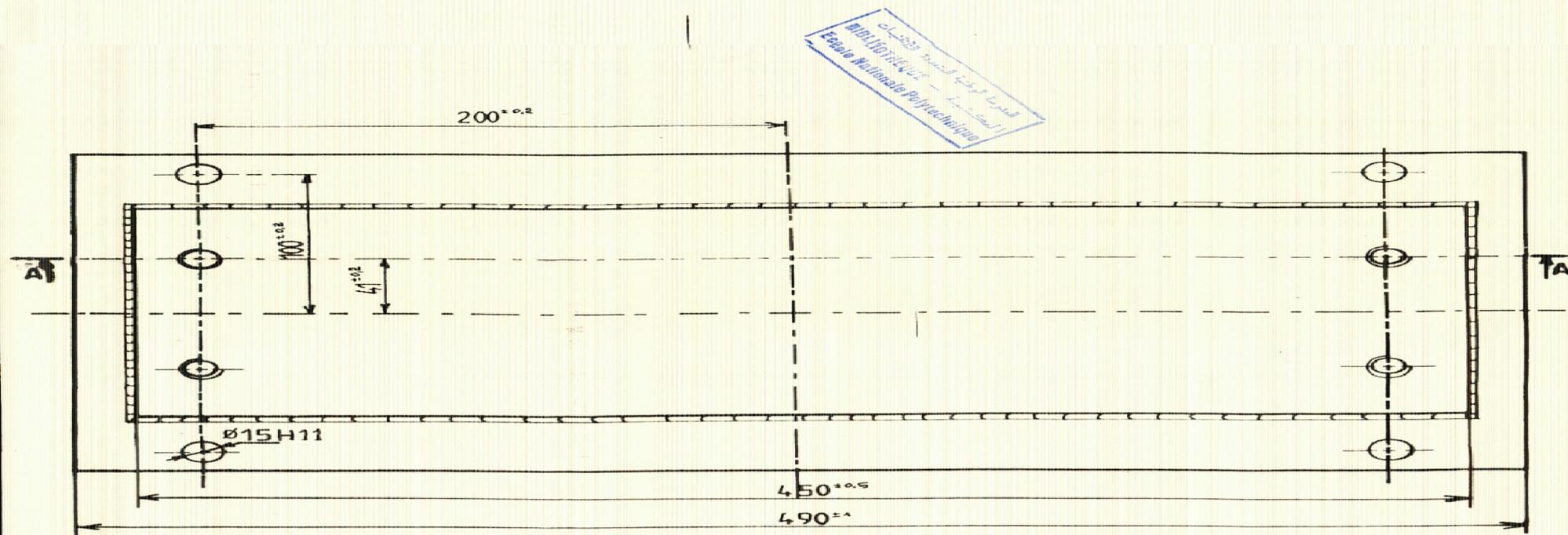
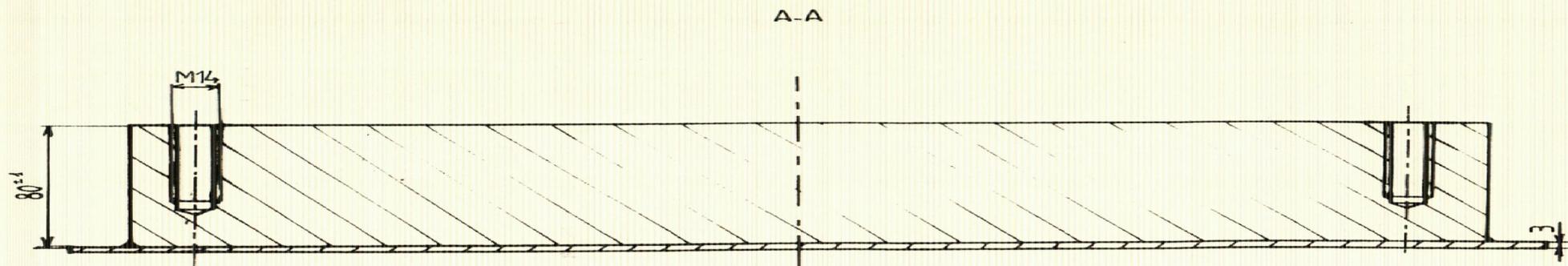
المكتبة الوطنية للهندسة المعمارية  
 BIBLIOTHEQUE  
 المصنوعة في الجزائر  
 Ecole Nationale Polytechnique



المكتبة الوطنية للهندسة المعمارية  
 BIBLIOTHEQUE  
 المصنوعة في الجزائر  
 Ecole Nationale Polytechnique

RP	N° DESSIN	DESIGNATION	NB	UNITÉ / MAT.	MAT.	OBSERV.
4	PR.03.03	ASSISE	1		A 37	
3	PR.03.02	TIGE	4		XC 10	
2	PR.03.02	SUPPORT POMPE	1		A 42	
1	PR.03.01	SUPPORT VERIN	1		XC 25	

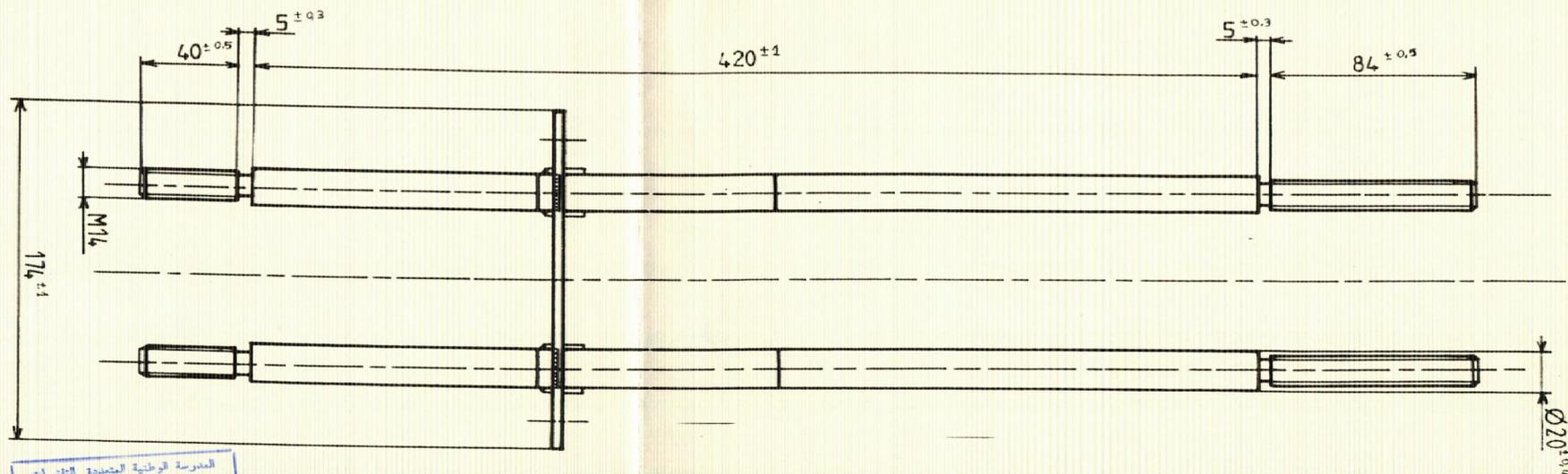
ECHELLE		MASSE		BATI		ENP	
1/3							
ETUDIANT	KHRIS						
ETUDIANT	SAHRAOUI						
PROMOTEUR	MADANI						
						PR 03.00	



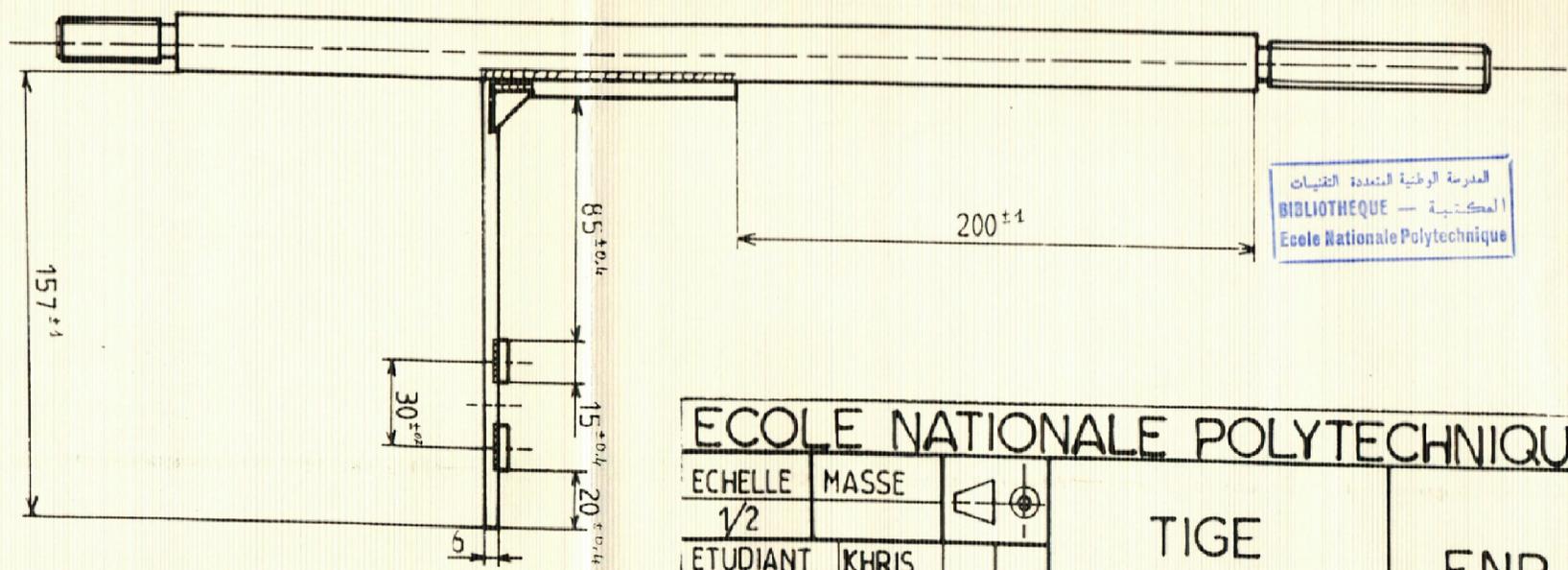
المكتبة الوطنية المتعددة التخصصات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

المكتبة الوطنية المتعددة التخصصات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
ECHELLE	MASSE		ASSISE	ENP DEP: G.MECANIQUE
1/2				
ETUDIANT	KHRIS		MAT: A 37	PR.03.03
ETUDIANT	SAHRAOU			
PROMOTEUR	MADANI			

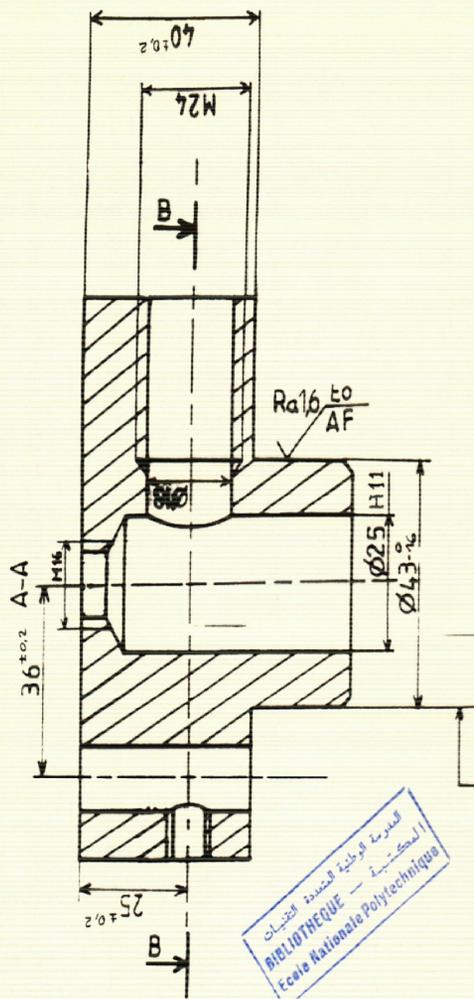


المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

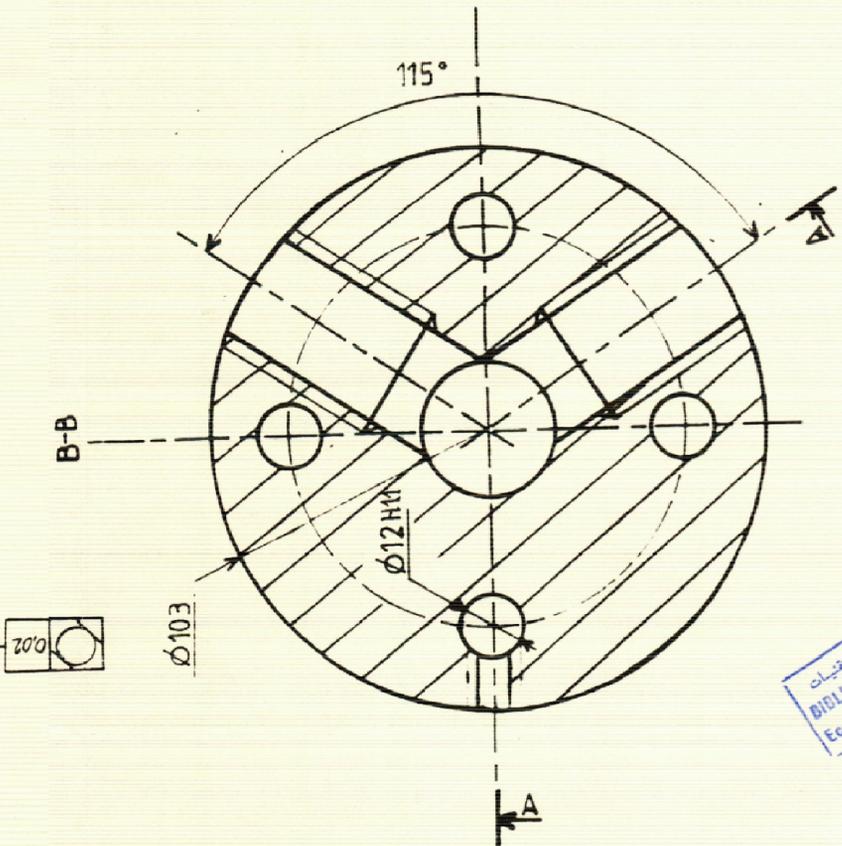


المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
ECHELLE	MASSE		TIGE
$\frac{1}{2}$			
ETUDIANT	KHRIS		ENP DEP: G.MECANIQUE
ETUDIANT	SAHRAOUI		
PROMOTEUR	MADANI		
			MAT: XC 10
			PR.03.02



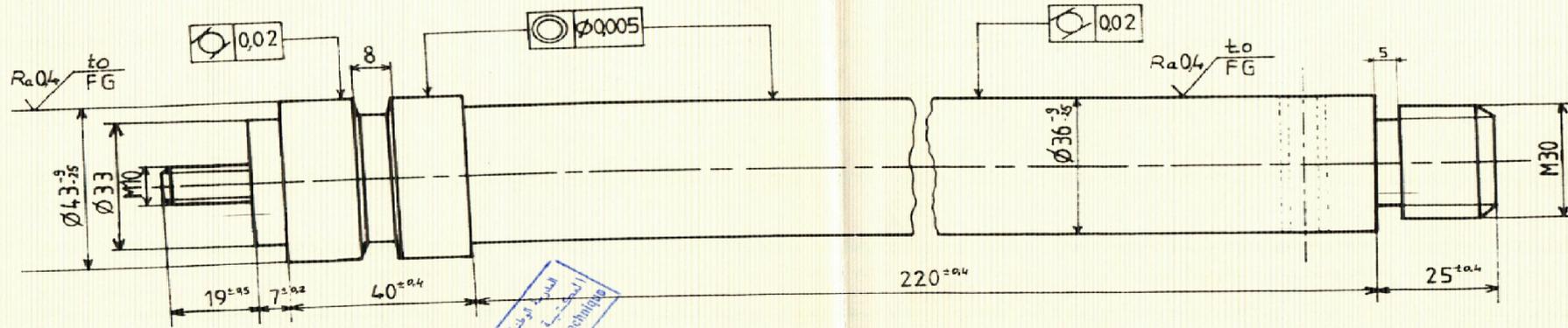
المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات  
الميكانيكية  
BIBLIOTHEQUE —  
Ecole Nationale Polytechnique



المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات  
الميكانيكية  
BIBLIOTHEQUE —  
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
ECHELLE	MASSE		COUVERCLE
1/1			
ETUDIANT	KHRIS		ENP DEP: G.MECANIQUE
ETUDIANT	SAHRAOUI		
PROMOTEUR	MADANI		MAT: XC 38 PR.01.01



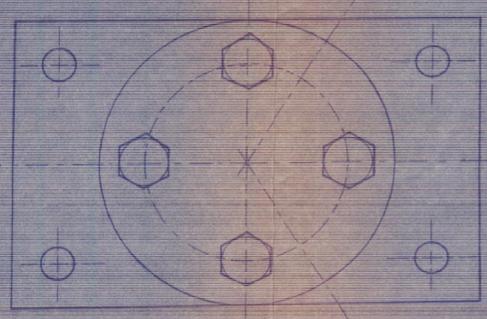
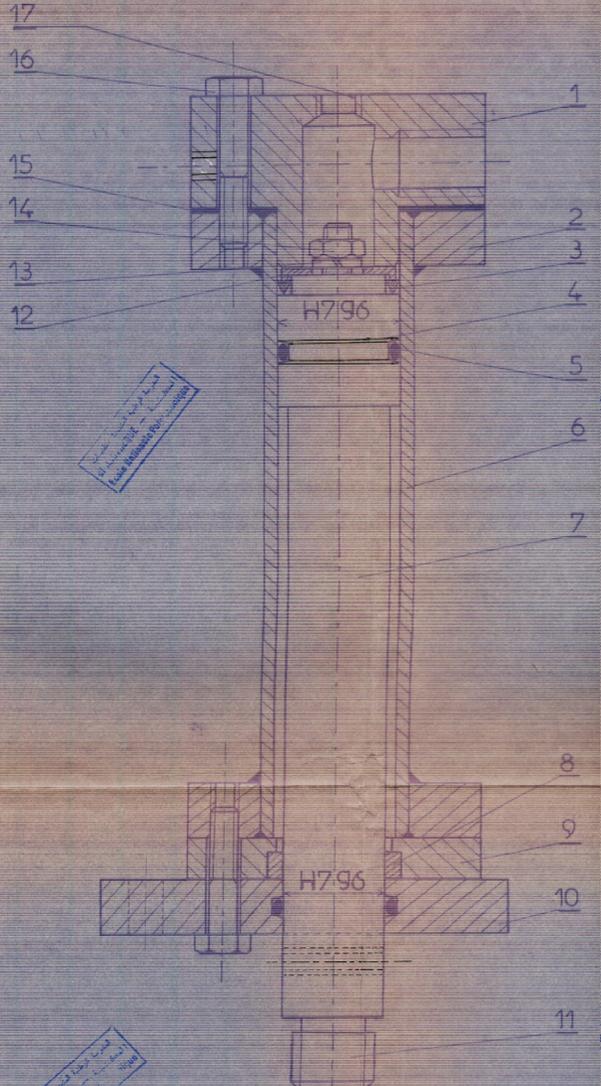


المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

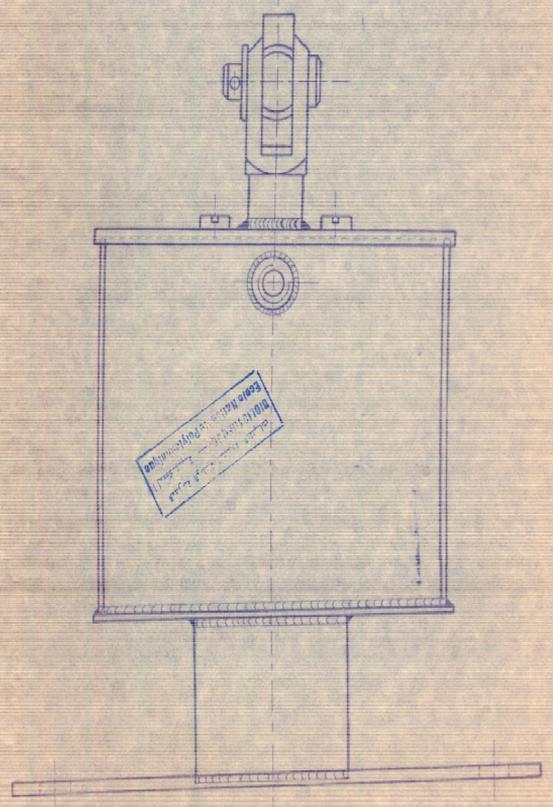
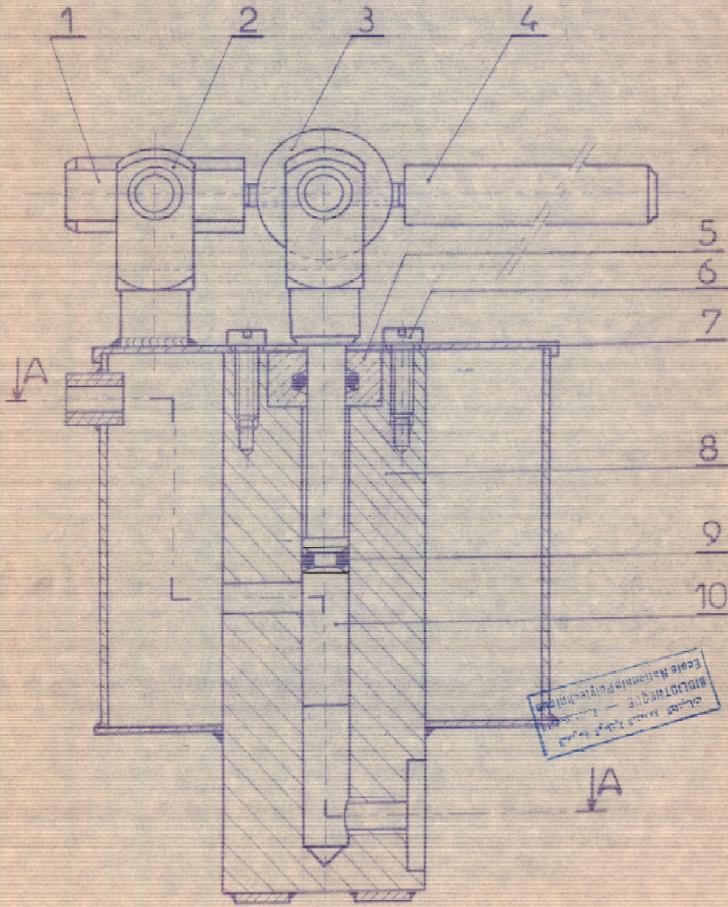
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
ECHELLE	MASSE		TIGE
1/1			
ETUDIANT	KHRIS		ENP
ETUDIANT	SAHRAOU		DEP: G.MECANIQUE
PROMOTEUR	MADANI		
			MAT: XC 32
			PR.01.04



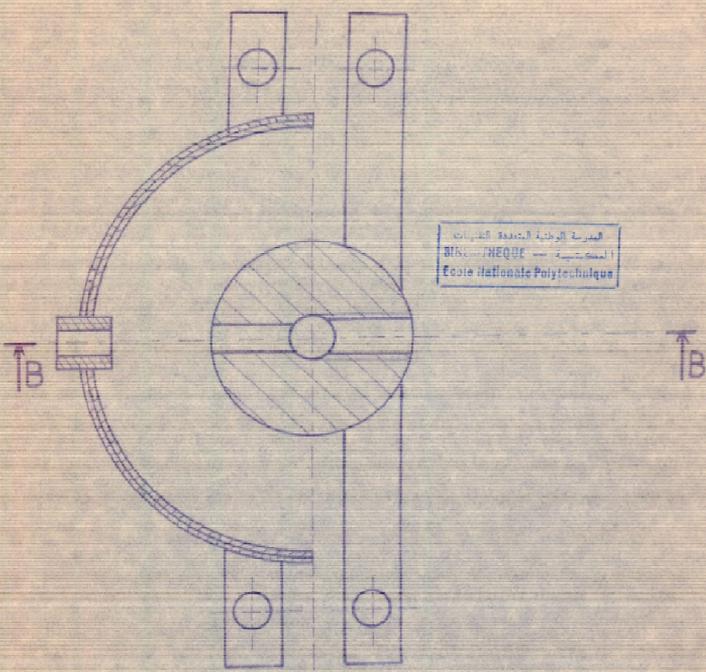
17	MANOMETRE	1		
16	VIS 11 M 10 x 15	8	XC 80	
15	JOINT	1	PAPIER	
14	BROU H M 10	1	XC 80	
13	RONDELLE GROVER W	1	XC 65F	
12	PR.0103 BAQUE	1	XC 32	
11	PR.0106 TETE DE TIGE	1	XC 32	
10	PR.0108 PLAQUE SUPPORT	1	A 42	
9	PR.0105 PLAQUE	1	A 42	
8	BAQUE AUTO-LUBRIFIANTE	1	BRONZE	
7	PR.0104 TIGE	1	XC 32	
6	PR.0102 CYLINDRE	1	XC 38	
5	JOINT TORIQUE 405 x 5,3	2	CAOUTCHouc	
4	PR.0104 PISTON	1	XC 32	
3	JOINT A LEVRE	1	CAOUTCHouc	
2	PR.0102 PLAQUE	2	XC 38	
1	PR.0101 COUVERCLE	1	XC 38	

RP. N° DESSIN DESIGNATION NB. PIÉCES MAT. OBSERV.  
 ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
 ECHELLE 1/1  
 ETUDIANT KHIRIS  
 ETUDIANT SAGROU  
 PROMOTEUR MADANI  
 VERIN HYDRAULIQUE  
 ENP  
 DEPT. G. MECANIQUE  
 PR.01.00

B-B



A-A

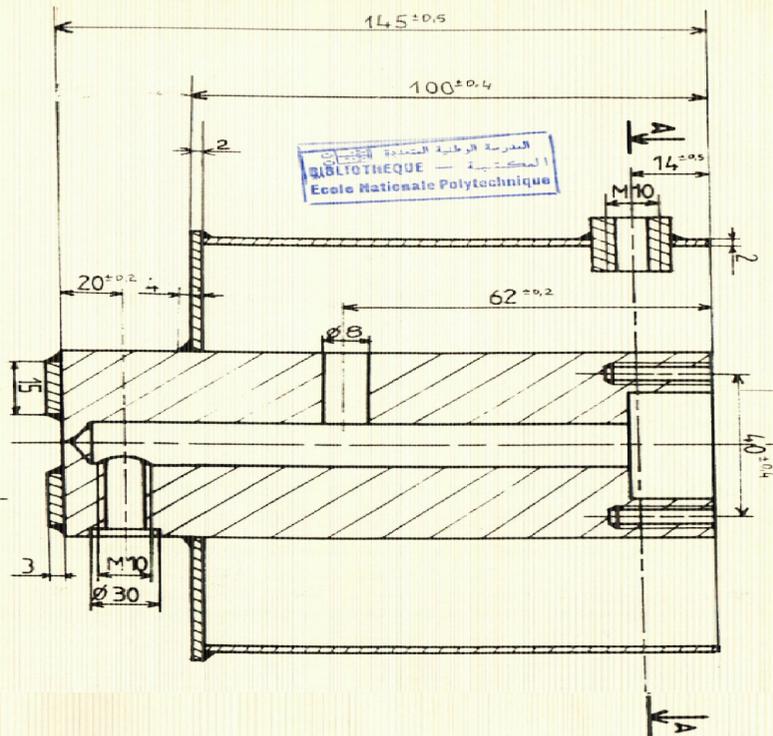
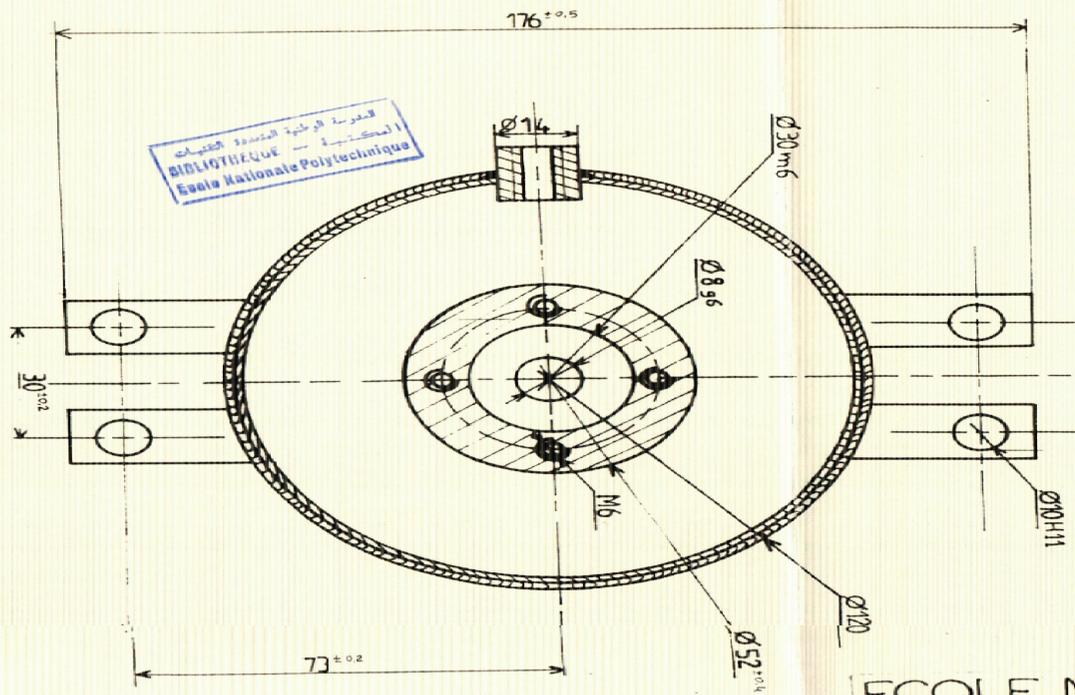


المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

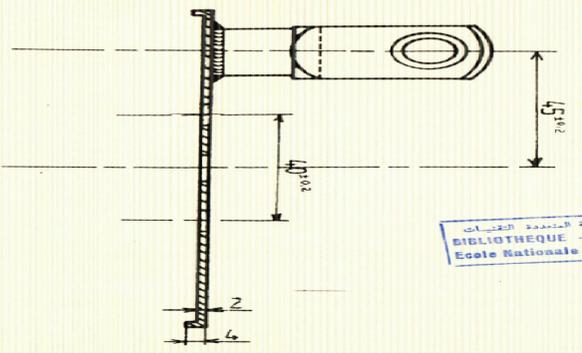
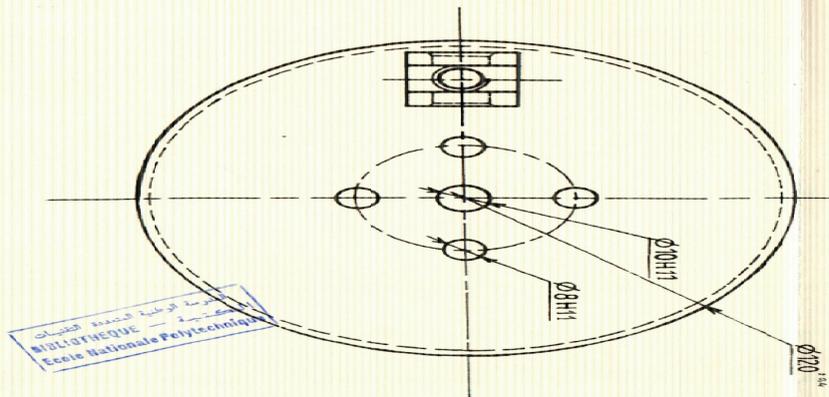
RP.	N°DESSIN	DESIGNATION	NB	MASSE	MAT.	OBSERV.
10	PR.02.08	TIGE	1		XC 10	
9		JOINT TORIQUE 8,9 x 1,9	2			
8	PR.02.07	CORPS DE LA POMPE	1		XC 38	
7	PR.02.06	COUVERCLE	1		A 33	
6		VIS C M6 x 1	4		A 62	
5	PR.02.05	BASQUE AUTOLUBRIFIANTE	1		BRONZE	
4	PR.02.04	LEVIER	1		XC 18	
3	PR.02.03	CYLINDRE D'ARTICULATION	1		XC 18	
2	PR.02.02	CHAPE DE 10 TYPE 200	2		XC 18	
1	PR.02.01	TIGE D'ARTICULATION	1		XC 18	

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECHELLE	MASSE		<p>POMPE</p>	<p>ENP</p> <p>DEP: G MECANIQUE</p>
1/1				
ETUDIANT	KHRIS			
ETUDIANT	SAHRAOU			
PROMOTEUR	MADANI			PR.02.00



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
ECHELLE	MASSE		<b>CORPS DE LA POMPE</b>
1/1			
ETUDIANT	KHRIS		<b>ENP</b> DEP: G.MECANIQUE
ETUDIANT	SAHRADUI		
PROMOTEUR	MADANI		
MAT: XC 38			PR.02.07



# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECHELLE	MASSE		COUVERCLE	ENP DEP: G.MECANIQUE
1/1				
ETUDIANT	KHRIS		MAT: A 33	PR.02.06
ETUDIANT	SAHRAOUI			
PROMOTEUR	MADANI			