

REPUBLIQUE DU SENEGAL

UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP

ECOLE POLYTECHNIQUE DE THIES

DEPARTEMENT DU GENIE ELECTROMECHANIQUE

Gm. 09205

# PROJET DE FIN D'ETUDES

en vue de l'obtention du Diplôme d'Ingénieur de Conception

CONCEPTION ET REALISATION D'UN OEDOMETRE POUR  
SOLS SURCONSOLIDES

AUTEUR: Marcel Franck HEHOMEY  
DIRECTEUR: Maurice DUVAL Ing, PhD  
CO-DIRECTEUR: Massamba DIENE Ing, PhD

DATE: JUILLET 92

**A toi Mère ,**

Il n'y a pas encore aboutissement de ce que tu as  
défini pour tes enfants , mais nous sommes à une  
étape d'espérance...

## REMERCIEMENTS

C'est en restant convaincu que sans eux ce travail ne présenterait pas son visage actuel que j'aimerais exprimer ma reconnaissance à tous ceux qui ont contribué à la réalisation de ce travail. Plus particulièrement , je tiens à citer:

Monsieur Maurice DUVAL , professeur de matériaux et usinage à l'EPT qui à été un directeur , à la fois guide et attentif à mes difficultés. Je lui en suis reconnaissant.

Monsieur Massamba DIENE , professeur de résistance des matériaux et de mécanique des sols à l'EPT sur l'initiative de qui le projet à pris naissance et qui n'a pas failli à la collaboration. Je le remercie vivement.

Monsieur Mor SOW , chef du service études et développements de la SISMAR qui à grandement facilité l'usinage de la cellule en m'offrant des conditions spéciales de service de sa société. je lui témoigne ici toute ma gratitude.

Enfin , à vous qui m'avez soutenu moralement dans toute les facettes de cette étude , je vous suis reconnaissant.

## SOMMAIRE

Ce document que nous formulons est un recueil de ce que nous avons dégagé lors de nos recherches de fin d'étude d'ingénierie.

Le but du travail était d'étudier la conception , les spécifications et l'assemblage des différents éléments d'un oedomètre pour sols surconsolidés. La réalisation d'un prototype fut également abordée.

Partis de quatre solutions accessibles , nous avons dégagé deux solutions prometteuses que nous avons étudié en détails sur les plans technique et économique.

Nos méthodes d'analyses relèvent grandement de la résistance des matériaux , des procédés de fabrication appliqués aux éléments de machines. Nous avons notamment analysé suivant les contraintes de flexion , les contraintes de tension et de compression , les contraintes normales longitudinales , les contraintes circonférentielles , les contraintes de cisaillement etc... Nous avons analysé aussi les modes de montage , d'assemblage et d'usinage des différents éléments et enfin les caractéristiques fondamentales des roulements et des vis auto-bloquantes utilisés.

Avec la conception de la nouvelle machine , nous pourrons atteindre une capacité de charge de dix fois supérieure à celui du modèle existant en réduisant d'une part de 0.4 fois le diamètre de la cellule et d'autre part en doublant le bras de levier.

Tous les essais de contournement du principe de base de l'ancien modèle n'ont pas donné satisfaction et nous avons finalement retenu que la conception d'un oedomètre pour sols surconsolidés passait par un mode de surdimensionnement de l'ancien modèle.

## LISTE DES FIGURES UTILISES

numéros	libellés	pages
01	Sollicitations de l'anneau cylindrique	10
02	Sollicitations du disque supérieur	11
03	Sollicitations du bras de levier	13
04	Description du profilé	14
05	Sollicitations de la tige support	15
06	Schéma descriptif des tirants	16
07	Schémas descriptifs de support de tirants	17
08	Présentation de l'axe sur le bras	19
09	Schéma d'analyse des frottements au niveau- de l'axe	21
10	Sollicitation de la vis béquille	23
11	Schémas de la traverse arrière	24
12	Section de la traverse du milieu	26
13	Fixation de l'axe sur le profilé	33
14	Montage de l'axe sur le bâti	34
15	Montage des tirants sur le pivot	34
16	Montage des tirants sur la tige trans- versale	35
17	Assemblage de la tige-support sur le bras	36

## LISTE DES SYMBOLES ET DES ABREVIATIONS

<b>DMMTE</b>	Designers and Manufacturers of materials testing equipment
<b>Pa</b>	Pression atmosphérique
<b>S</b>	Limite d'élasticité
<b>FS</b>	Facteur de sécurité
<b>w</b>	Charge linéique
<b>V</b>	effort tranchant
<b>M</b>	Moment
<b>A</b>	aire de surface
<b>I</b>	Moment d'inertie
$\sigma$	contrainte interne
<b>F</b>	force (traction/compression)
$\tau$	contrainte de cisaillement.
<b>s</b>	module de flexion
$\mu$	coefficient de frottement
<b>v</b>	contante
<b>dr</b>	diamètre à la racine
<b>k</b>	rayon de giration
<b>E</b>	module d'élasticité
<b>la</b>	avance de vis
<b>Pcr</b>	charge critique
<b>lg</b>	longueur
<b>R</b>	rayon
$\phi$	diamètre
<b>TVA</b>	taxe sur la valeur ajoutée
<b>TTC</b>	toutes taxes comprises

## TABLE DES MATIERES

titres	pages
page-titre.....	I
dédicace.....	II
Sommaire.....	IV
Remerciements.....	III
Liste des figures utilisés.....	V
Liste des symboles et abréviations.....	VI
INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE 1 DETERMINATION DES DONNEES NECESSAIRES A LA	
CONCEPTION DE L'OEDOMETRE	
1.1- Capacité de charge.....	3
1.2- Evaluation de la déformation	
verticale de l'échantillon.....	4
1.3- Principe de l'essai de consolidation.....	4
CHAPITRE 2 PROCESSUS DE DESIGN DE L'OEDOMETRE	
2.1- Définition du problème.....	6
2.2- Génération de solution.....	7
2.3- Etude de praticabilité.....	9
CHAPITRE 3 DIMENSIONNEMENT DE LA CELLULE REDUITE	
3.1- Justification de la considération	
d'une telle solution.....	11
3.2- Evaluation de la longueur	
utile de la tige.....	12
3.3- Détermination de l'épaisseur de	
l'anneau cylindrique.....	12
3.4- détermination de l'épaisseur du	

disque supérieur..... 14

#### CHAPITRE 4 DIMENSIONNEMENT D'UN OEDOMETRE DE CAPACITE

710 BARS

4.1- Evaluation du mode de multiplication de la charge.....	16
4.2- Etude du bras de levier.....	17
4.3- Dimensionnement de la tige-support.....	19
4.4- Dimensionnement des tirants.....	20
4.5- Dimensionnement du support de tirant.....	21
4.6- Calcul du pivot.....	22
4.7- Dimensionnement de l'axe.....	24
4.8- Choix du roulement de fixation de l'axe.....	26
4.9- Dimensionnement de la vis béquille.....	28
4.10- Conception du bâti.....	30
4.11- Vérification du plateau porte-cellule.....	35
4.12- Etude de la tige-piston.....	36
4.13- Etude de la cellule.....	37
4.14- Etude de l'épaisseur du collier.....	38

#### CHAPITRE 5 ETUDE DE L'ASSEMBLAGE DE L'OEDOMETRE

5.1- Fixation du profilé sur l'axe.....	40
5.2- Fixation du pivot sur le profilé.....	41
5.3- Montage de l'axe sur le bâti.....	41
5.4- Montage des tirants sur le pivot.....	41
5.5- Montage des tirants sur la tige transversale.....	42
5.6- Mode d'assemblage de la tige-support	



sur le bras.....	43
5.7- Assemblage du bâti.....	43
5.8- Fixation de la potence sur le bâti.....	44
5.9- Proposition d'une séquence d'assemblage.....	44
5.10- Vis d'assemblage.....	45
5.11- tolérances et ajustements.....	46
CHAPITRE 6 EVALUATION ECONOMIQUE	
6.1- Cellule réduite.....	48
6.2- Machine de capacité 720 bars.....	49
CONCLUSION.....	51
RECOMMANDATIONS.....	53
REFERENCES.....	54
ANNEXES:	
DESSINS TECHNIQUES	

## INTRODUCTION

Beaucoup de structures ont leur assise sur les sols qui malheureusement sont sujets à des dégradations et à des mouvements néfastes. L'exemple le plus remarquable est le tassement des fondations provoquant des dommages allant de la prolifération des fissures à l'effondrement des bâtiments.

Pour éviter des risques liés à cet état de fait certains appareils dont les oedomètres, ont été élaborés pour étudier au préalable, la déformabilité d'un sol compressible avant de s'y intéresser.

L'une des dernières gammes d'oedomètre ou consolidomètre est le type EL 28-205 fabriqué par les "D.M.M.T.E.". L'appareil ainsi conçu ne pouvait faire des tests que sur des échantillons de sols argileux et mous que le fabricant avait pris en compte car faisant presque exclusivement l'objet des préoccupations dans les pays tempérés.

Dans le cadre des tests sur certains échantillons de sols de la région de THIES les essais se sont révélés sans résultats convaincants sur la machine actuelle. L'appareil était chargé en pleine capacité alors que le nombre de points obtenus ne permettait pas de sortir du domaine de recompression sur la courbe de consolidation. Nous avons alors pensé qu'il serait intéressant d'étudier dans quelles mesures on pouvait réaliser un oedomètre adapté aux sols surconsolidés.

L'une des solutions du problème est le modèle que nous proposons et qui permet d'atteindre des charges de consolidation

## CHAPITRE 1 DETERMINATION DES DONNEES NECESSAIRES A LA CONCEPTION DE L'OEDOMETRE

### 4.1- Capacité de charge

#### 4.1.1- Situation actuelle

La capacité de charge dans la situation initiale a été mentionnée par le fabricant. Le jeu de poids maximum admissible dans la position 10:1 est de 144 kilogrammes. Dans cette même position la pression au niveau de l'échantillon est de 5 kg/cm<sup>2</sup> pour une charge de 10 kg.

Nous obtenons donc à pleine charge pour les 144 kg, une pression:

$$P = 14.4 * 5 * 9.81 = 706.32 \text{ N/cm}^2.$$

P = 70.632 bars.

#### 1.1.2- Situation envisagée

Pour évaluer la capacité de charge requise nous sommes partis des essais effectués sur l'appareil actuel avec des échantillons de sols surconsolidés. La machine à pleine charge ne nous a alors permis que de franchir le domaine de reconsolidation à pleine charge. Cette pleine charge avait été estimée à 70.632 bars.

D' autre part , des analyses effectuées sur des courbes de consolidation nous ont montré que la deuxième cassure de courbe survient après que la charge à la première cassure se soit multipliée par 10. Cette charge à la première cassure survient à

décuplant le niveau antérieur avec un bon niveau de commodité et un coût appréciablement réduit.

Tout en conservant le principe de l'essai oedométrique on se propose remplacer le bâti moulé par un bâti réalisé à l'aide de plats et de tôles. De trouver une conception du système multiplicateur de force pour pouvoir atteindre un facteur de multiplication de dix de la charge. De rester à l'abri de toutes les conditions de défaillance des éléments du dispositif et de simplifier l'usinage de l'appareil afin de réduire le coût de réalisation de l'oedomètre.

Les méthodologies de conception et de dimensionnement utilisées en accord avec les procédés de fabrication serviront à atteindre les objectifs du projet.

C'est donc un mémento basé sur l'élaboration des spécifications la recherche de solution et l'étude de praticabilité d'un oedomètre destiné aux argiles très surconsolidés et aux marnes que constituent les chapitres suivants.

l'extrémité de la zone de recompression.

Donc , dans le cas des sols surconsolidés la charge requise pour l'essai doit être dix fois la capacité de l'ancien appareil.

Nous obtenons donc:

$$P' = 10 \cdot P = 10 \cdot 70.632 = 706.32 \text{ bars}$$

$$P' = 706,32 \text{ bars.}$$

### 1.2- Evaluation de la déformation verticale de l'échantillon.

Des études expérimentales ont montré que l'indice des vides ne varie pas d'un pourcentage de plus de 60% (ref. 10) .Ceci traduit que la déformation verticale est de l'ordre de 40% .Donc pour un échantillon standard de 2cm de hauteur la déformation totale enregistrée ne devrait pas dépasser:

$$dh = 0.4 \cdot 20 = 8 \text{ mm}$$

$$dh = 8 \text{ mm.}$$

### 1.3 - Principe de l'essai de consolidation.

Les sols sont du point de vue mécanique des matériaux visco-élastiques en ce sens que les relations efforts - déformations qui les régissent font intervenir le facteur temps. ainsi , lorsqu'un dépôt de sol est soumis à une sollicitation extérieure il se comprimera à cause des trois facteurs suivants:

- la déformation des grains du sols.
- la compression de l'air et de l'eau contenus dans les vides.
- l'expulsion de l'air et de l'eau contenus dans les vides.

Pour les besoins de l'essai de l'essai oedométrique on considérera que les charges que l'on rencontre ordinairement dans

les applications du génie-civil ne causent généralement qu'une très faible compression des grains individuels du sols et on peut ne pas en tenir compte. De la même façon on ne tiendra pas compte de la compressibilité du fluide interstitiel. C'est donc le troisième facteur qui contribuera le plus au changement de volume des sols comprimés.

L'essai oedométrique sert donc à mesurer la compressibilité du sol. La méthode la plus courante consiste à charger l'échantillon par incréments à l'aide d'un système à bras de levier. Chaque incrément de charge est maintenu sur l'échantillon pendant un intervalle de temps suffisamment long pour permettre aux pressions interstitielles en excès de se dissiper pour qu'on puisse atteindre les conditions d'équilibre. Pendant cette période on prend des lectures micrométriques de déformations. On répète ce processus jusqu'à ce qu'on obtienne un nombre de points suffisant pour tracer la courbe effort - déformations.

L'objectif de l'essai oedométrique serait de simuler la compression du sol sous une sollicitation extérieure. En réalité on détermine la relation contraintes-déformations du sol en compression unidimensionnelle confinée car l'échantillon de la couche de sol est soigneusement taillé et placé dans l'anneau de confinement. L'anneau est relativement rigide de sorte qu'il n'y ait pas de déformations latérales.

## CHAPITRE 2 PROCESSUS DE DESIGN DE L'OEDOMETRE

### 2.1- Définition du problème.

Objectif: Etudier et réaliser un oedomètre pour sols surconsolidés

#### Données:

- Echantillon de sol à tester: sols surconsolidés.
- Capacité de charge maximale: 720 bars.
- En compression le sol libère de l'eau qui doit être évacuée.
- Le chargement se fait par paliers.
- Modèle existant.

#### Critères:

En fonction de leur importance dans l'objectif fondamental de la conception, nous distinguons deux catégories de critères :

##### -critères primaires:

**simplicité** ( par rapport au modèle existant ),  
**facilité d'utilisation** ( manoeuvres de l'utilisateur),  
**coût** ,  
**fiabilité** ( précision des résultats ).

##### -critères secondaires:

**entretien** (facilité de maintenance ),  
**encombrement** (place occupée par l'appareil).

Restrictions:

\_matériau de fabrication existant sur le marché sénégalais

Pondération des critères

Nous allons pondérer les critères ainsi dégagés afin de rendre compte de l'importance relative que nous accordons à chacun d'eux. C'est ainsi que les critères primaires auront un poids relatif élevé par rapport aux critères secondaires. De plus au sein de chaque catégorie de critère nous avons établi une hiérarchie de poids d'après notre jugement de l'importance du critère choisi dans l'objectif global. Les détails de cette pondération sont donnés dans le tableau ci-après.

critères d'évaluation	poids relatif	pourcentage
facilité d'utilisation.....	35	17.5%
encombrement.....	15	7.5%
coût de fabrication.....	45	22.5%
simplicité.....	25	12.5%
facilité d'entretien.....	10	5%
fiabilité.....	70	35 %
<b>Total</b>	<b>200</b>	<b>100 %</b>

2.2 Génération de solutions

Au premier abord du problème, nous avons procédé à un



brainstorming pour dégager les quatre solutions qui sont libellées ci-dessous:

Solution 1:

Dans cette solution nous allons conserver la constitution de la machine actuelle mais nous allons diminuer la surface pressante afin d'augmenter les contraintes au niveau de l'échantillon à tester. Ceci suppose d'étudier le type d'échantillon du point de vue dimensions et de dimensionner une nouvelle cellule pouvant recevoir un échantillon de taille modifiée. Cette cellule pourrait être utilisée sur l'appareil actuel si on prévoit un complément en poids de 80 kg.

Solution 2:

Dans ce cas, nous allons concevoir un appareil plus puissant en conservant les dimensions conventionnelles pour l'échantillon. Nous aurons donc à modifier et à redimensionner tout le système de manière à ce que le niveau de chargement requis soit satisfait.

Solution 3:

Dans ce cas, nous utiliserons un dispositif d'alimentation en air comprimé au lieu d'un système à bras de levier. Ceci suppose la présence d'un compresseur à dimensionner de même que tout le

dispositif d'amenée de l'air comprimé en accord avec la cellule recevant un échantillon de taille normalisé.

#### Solution 4:

Cette solution consiste à utiliser un vérin hydraulique pour charger l'échantillon au lieu d'un système à bras de levier. Ceci suppose qu'on ait à dimensionner le vérin et son distributeur et à concevoir tout le dispositif d'alimentation en liquide en accord avec la cellule recevant un échantillon de taille normalisée

#### 2.3-Etude de praticabilité

La praticabilité de chaque solution est étudiée à l'aide du tableau ci-dessous , en regard des critères de praticabilité. La dernière colonne indique si la solution est acceptée ou si elle rejetée.

PRATICABILITES	aspects physiques	aspects économiques	facteurs temps	facteurs environnementaux	décision
SOLUTIONS	conforme aux normes DMMTE	prix de réalisation < subventions	réalisable avant la fin de l'année	usage dans un laboratoire	
Solution # 1	Oui, si les résultats se transposent.	Oui	Oui	Oui	Retenue
Solution # 2	Oui	Oui	Oui	Oui	Retenue
Solution # 3	Oui	Non, trop cher	Oui	Non, niveau sonore élevé.	Rejetée
Solution # 4	Non, charge statique	Oui	Oui	Oui	Rejetée

### CHAPITRE 3 DIMENSIONNEMENT DE LA CELLULE REDUITE

Dans toute l'étude nous prendrons un facteur de sécurité de 1.5. Ceci s'explique d'une part par le fait que cette valeur s'inscrit dans la limite recommandée pour les éléments de machine n'engendrant pas directement des vies humaines , et d'autre part parce que nous maîtrisons les charges en présence. Remarquons enfin que la limitation du facteur de sécurité à cette valeur nous permettra aussi d'économiser du matériau.

#### 3.1 - Justification de la considération d'une telle solution.

Nous abordons dans un premier temps , l'étude d'une cellule remodelée pouvant comprimer un échantillon de taille réduite convenablement étudiée. Notre décision d'analyser cette solution repose sur plusieurs fondements que nous ferons ressortir dans les lignes qui suivent.

Remarquons tout d'abord qu'une telle conception de la cellule constitue le moyen le plus simple pour atteindre une capacité de charge allant jusqu'à 720 bars et pouvant permettre de comprimer des sols surconsolidés. De plus , des études faites antérieurement dans le domaine des sols ayant confirmé la transposition des résultats d'essais standards , nous avons modifié la taille de l'échantillon tout en restant confiant que les résultats de l'essai oedométrique sont représentatifs à une échelle encore plus petite.

Dans la conception de la cellule , nous nous sommes abstenu de

violer le principe de l'essai oedométrique ce qui nous a valu la contrainte d'assurer le confinement de la cellule.

Enfin , en ce qui concerne la forme adoptée dans notre conception , elle répondent d'une part à la distribution des contraintes et d'autre part à des restrictions de réalisation. Tout ceci à été décidé eu égard à la limitation qui veut une réduction des matériaux utilisés et la réduction du temps de fabrication. A notre avis donc cette cellule devrait satisfaire nos attentes.

Les plus amples détails concernant la cellule réduite sont donnés par les dessins N°s A 01 , A 02 et A 03 fournis en annexes.

### 3.2 - Evaluation de la longueur utile (h') de la tige.

L'analyse s'est déroulée autour des courbes de consolidation avec lesquelles nous avons pu déterminer la déformation maximale de l'échantillon.

déformation verticale  $E_v = 40\%$  (ref. 10)

Pour un échantillon de 20 mm de hauteur nous obtenons:

$$h = 20 \cdot 0.4 = 8 \text{ mm}$$

En tenant compte d'un jeu de sécurité (j) de 5 mm et de l'épaisseur du couvercle (t) qui est de 7 mm nous obtenons:

$$h' = 8 + 5 + 7 = 20 \text{ mm}$$

$h' = 20 \text{ mm}$

### 3.3 - Determination de l'épaisseur de l'anneau cylindrique

Anneau cylindrique:

L'anneau est soumis au cours de l'essai à des contraintes circonférentielles qui sont régies par la relation :

$$N = \sigma * L * e * 2 \quad (\text{ref. 5})$$

L = longueur de l'anneau.

Nous avons donc  $\sigma = N / 2 * L * e$

N est la résultante des forces de pression dans le cylindre.

$$N = (P_i - P_a) * D_i * L \text{ donc}$$

$$(P_i - P_a) * D_i$$

$$\sigma = \frac{\quad}{2 * e}$$

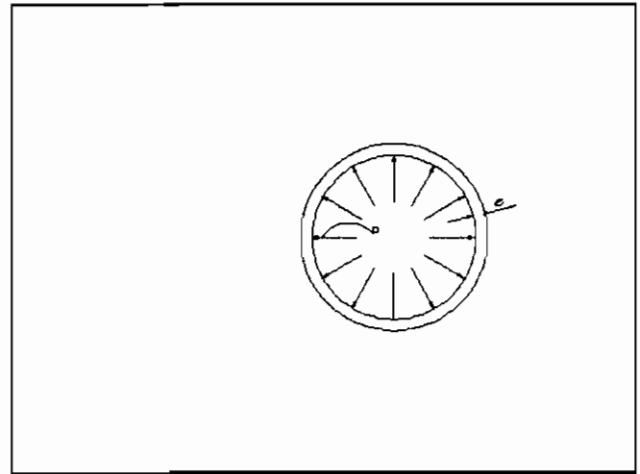


figure n°1: Sollicitations de l'anneau cylindrique.

Si  $S_{adm}$  est la contrainte maximale dans le matériau ,

nous devons nous assurer que  $S_{adm} \leq S / FS$  ce qui veut dire:

$$\frac{(P_i - P_a) * D_i}{2 * e} \leq \frac{S}{FS}$$

Donc :

$$e \geq \frac{(P_i - P_a) * D_i * FS}{2 * S}$$

Nous avons:

$P_i$  = Pression intérieur .

En supposant le cas extrême des contraintes hydrostatique,

$P_i = 710$  bars

$P_a$  = pression atmosphérique = 1.013 bar

S = limite d' élasticité du matériau.

Dans notre cas l'anneau est usiné en acier XC 30 et nous avons:

S = 235 MPa.

FS = facteur de sécurité = 1.5 dans notre cas.

$D_i = 20$  mm d'où :

$$e \geq \frac{(71 - 0.1) * 20 * 1.5}{235 * 2} = 4.5 \text{ mm.}$$

$$e \geq 4.5 \text{ mm}$$

Pour les besoins de l'essai oedométrique , nous associerons à l'anneau cylindrique un anneau de frettage dont l'épaisseur à la base de 3.5 mm sera à la valeur calculée ci-dessus. Le rôle de l'anneau de frettage sera de faciliter le taillage de l'échantillon.

### 3.4- détermination de l'épaisseur du disque supérieur.

disque supérieur:

Nous faisons un développement en ligne droite du disque annulaire pour faciliter son étude (voir figure).

Evaluons le chargement sur

l'anneau supérieur:

Soit  $C_2$  , la grande

circonférence de l'anneau et  $C_1$

, la petite circonférence.

$$C_1 = \pi * D \quad , \quad C_2 = \pi * (D+L)$$

Où ,  $D$  étant le diamètre de l'anneau et  $L$  sa largeur.

Nous avons:  $D = 20 \text{ mm}$  et  $L = 15 \text{ mm}$  ce qui donne:

$$C_1 = \pi * 20 = 62.8 \text{ mm} \text{ et } C_2 = \pi * (20 + 15) = 110 \text{ mm}$$

Soit  $W_1$  et  $W_2$  les charges linéaires aux deux extrémités de l'anneau

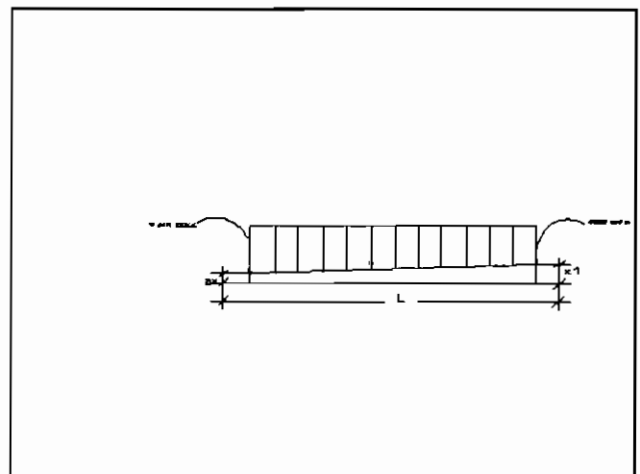


figure N°2: Sollicitations du disque supérieur

développé.

$$W1 = \sigma * C1 \quad , \quad W2 = \sigma * C2$$

$\sigma$  = contrainte admise sur l'anneau supérieur = 71 MPa

$$W1 = 71E+6 * 62.8E-3 = 4458.8 \text{ kN/m}$$

$$W2 = 71E+6 * 110E-3 = 7810 \text{ kN/m}$$

le digramme de charge peut être décomposé en deux digrammes faciles à interpréter .

$$W1' = 4458.8 \text{ kN/m} ; \quad W1'' = 7810 - 4458.8 = 3351.2 \text{ kN/m}.$$

On obtient:  $V_{min} = W' * L = 4458.8 * 0.015 = 66.882 \text{ kN}$

et  $W_{max} = W1' * L + W1'' * L / 2 = 66.882 + 3351.2 * 0.015 / 2 = 92.016 \text{ kN/m}$

Soit  $S$  , la contrainte admissible dans le matériau

Nous devons nous assurer les conditions :

$$V_{max} / x2 * C2 \leq S / FS \text{ donc } x2 \geq V_{max} * FS / S * C2$$

$$\text{et } V_{min} / x1 * C1 \leq S / FS \text{ donc } x1 \geq V_{min} * FS / S * C1$$

$FS$  = facteur de sécurité .

Dans notre cas ,  $FS = 1.5$  (ref. 2)

Nous obtenons:

$$x2 \geq \frac{92.016 * 1.5}{235 * 0.110} = 5.339 \text{ mm}$$

$$x1 \geq \frac{66.882 * 1.5}{235 * 0.0628} = 6.798 \text{ mm}$$

Pour simplifier les formes d'usinage nous éviterons la forme trapézoïdale et prendrons une épaisseur constante de 7 mm.



## CHAPITRE 4 DIMENSIONNEMENT D'UN OEDOMETRE DE CAPACITE 710 BARS.

### 4.1- Evaluation du mode de multiplication de la charge.

Il s'agit de multiplier la charge par dix .Comme nous sommes limité par la condition de longueur sur le bras de levier , nous choisissons de multiplier la longueur de ce dernier par 2 et d'augmenter cinq fois le jeu de poids.Ceci nous permet d'avoir:

- Capacité de chargement =  $144 * 5 = 720$  kg.
- Bras de levier =  $2 * L_0 = 2 * 67.5 = 135$  cm.

Nous proposons la présentation suivante pour le jeu de poids:

Pour assurer un bon chargement par palier il faudra procéder avec des modules différents. Nous proposons des blocs de plomb afin de réduire le volume occupé. Il convient de prendre:

- 12 blocs de 10 kg
- 24 blocs de 25 kg

Soit une masse totale de 720 kg.

### 4.2- Etude du bras de levier

Pour simplifier la réalisation du bras de levier et pour minimiser son coût nous utiliserons un profilé en I soudé (voir figure).

Le choix du profilé en I est d'autant plus efficace qu'il

optimise la géométrie de la section en diminuant la matrice aux environs du plan neutre et en la

concentrant en deux noyaux éloignés du plan neutre.

Le diagramme des efforts tranchants et des moments fléchissants donné à la figure nous permet de voir:

$$V_{\max} = P = 7.07 \text{ kN} ,$$

$$M_{\max} = 0.916 * P = 6.476 \text{ kN.m}$$

Nous obtenons pour ce profilé reconstitué avec des plats en acier E 24 ,  $S =$  limite d'élasticité = 235 N/mm<sup>2</sup>.

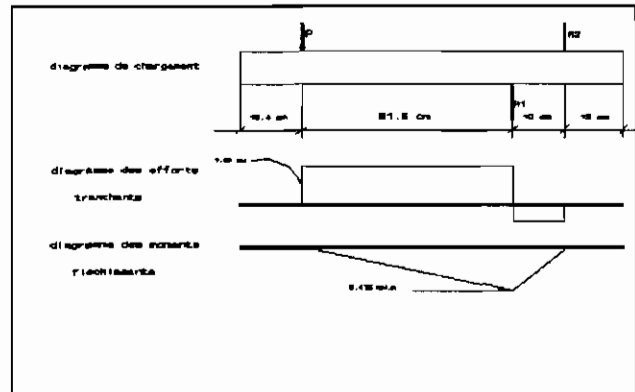


figure N°3: Sollicitations du bras

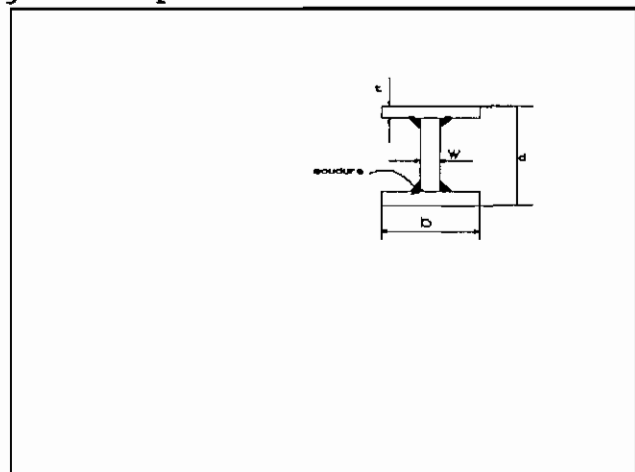


figure N°4: Description du profilé.

$$A = \text{aire} = 2*b*t + (d-2*t)*w$$

( ref. 4 )

$$I_{xx}' = \frac{1*[b*d^3 - (b-w)(d-2t)^3]}{12} \quad (\text{ref. 4})$$

$$s = \text{module de flexion} = \frac{1*[b*d^3 - (b-w)(d-2t)^3]}{6*d} \quad (\text{ref. 4})$$

$$\text{Posons } t = 2*d$$

Suivant les exigences d'utilisation imposons-nous :

$$b = 10 \text{ cm} , \quad d = 12 \text{ cm}$$

$$\text{Nous avons } s = \frac{1*[0.1*(0.12)^3 - (0.1-w)(0.12-4*w)^3]}{6*0.12}$$

Le développement de cette équation conduit à:

$$s = 1.39 (18.7E-3*w - 0.746*w^2 - 2.56*w^3 + 32*w^4)$$

les conditions de rigidité du bras exigent:

$$\sigma = M_{\text{max}}/s \leq S/FS$$

$$\text{on a: } \frac{S}{FS} \geq \frac{M_{\text{max}}}{1.39(18.7E-3*w - 0.746*w^2 - 2.56*w^3 + 32*w^4)}$$

$$1.39(18.7E-3*w - 0.746*w^2 - 2.56*w^3 + 32*w^4) \geq \frac{1.5*M_{\text{max}}}{235E+6}$$

Nous obtenons finalement l'équation suivante:

$$18.7E-3*w - 0.746*w^2 - 2.56*w^3 + 32*w^4 \geq 29.74 E-6$$

Cette équation du quatrième degré a été résolue et nous avons tiré

le résultat suivant:

$$w = 1.71 \text{ mm qu'on arrondit à } 2 \text{ mm ce qui implique}$$

$$t = 2*2 = 4 \text{ mm.}$$

Se référer au dessin n° B 03 fourni en annexes pour plus de détails sur le bras.

$$\underline{w = 2 \text{ mm} , \quad t = 4 \text{ mm}}$$

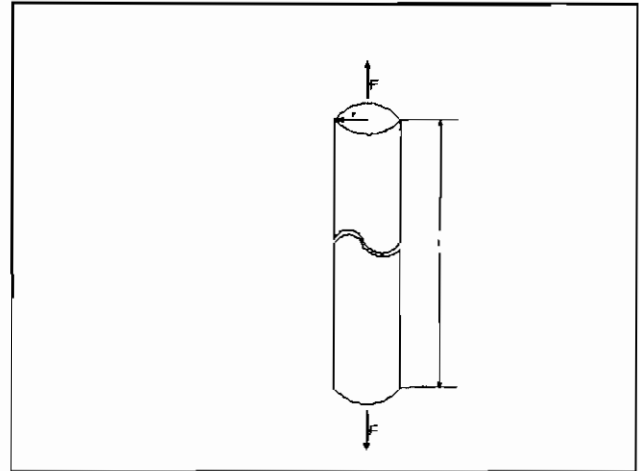
#### 4.3- Dimensionnement de la tige - support

##### 4.3.1-diamètre de la tige

Considérons une tige pleine .La tige travaille en traction sous l'effet de la charge et à pleine charge nous avons:

$$F = P = 7.07\text{kN}$$

Pour tenir compte des risques de



dommage nous prendrons un

figure N°5: Sollicitations de la tige-support.

facteur de sécurité de 1.5 dans

le cas de notre machine.

$$\text{On a: } \sigma = F/A = 4 \cdot F / \pi \cdot D^2$$

nous devons imposer  $\sigma \leq S/FS$  ce qui veut dire

$$D \geq \frac{\sqrt{4 \cdot F \cdot FS}}{\sqrt{\pi \cdot S}}$$

$$D \geq \frac{\sqrt{4 \cdot 7.07 \cdot 10^3 \cdot 1.5}}{\sqrt{\pi \cdot 235 \cdot 10^6}} = 0.758 \text{ cm}$$

$$\underline{D \geq 0.758 \text{ cm}}$$

Pour contourner les difficultés liées à la réalisation de ce faible diamètre, nous prendrons un diamètre de 1.5 cm.

##### 4.3.2- Estimation de la longueur de la tige

La longueur de tige dépendra de la longueur occupée par le jeu de poids.

Pour assurer le chargement nous avons supposé qu'il est

nécessaire d'avoir une masse totale  $m = 720\text{kg}$ .

Prenons la masse volumique du plomb égale à  $11.4 \text{ g/cm}^3$

$$m = \beta \cdot V \text{ donc } V = m/\beta$$

$$\beta = 11.4 \text{ g/cm}^3, V = 720000/11.4 = 63157.9 \text{ cm}^3$$

Pour des poids cylindriques de 30 cm de diamètre on a :

$$A = \pi \cdot D^2/4 = 30 \cdot 30 \cdot \pi/4 = 707 \text{ cm}^2$$

$$\text{on obtient } h = V/S = 63157.9/707 = 89.33 \text{ cm}$$

On peut se permettre de prendre une tige de longueur 1.1 m. Voir dessin n° B 13 donné en annexes.

#### 4.4- dimensionnement des tirants

Le calcul de  $R_1$  a été effectué d'après le diagramme de charge.

Nous avons obtenu que (ref. 4)

$$R_1 = \frac{P \cdot (a+1)/l}{1} = \frac{7.07 \cdot 101.6}{10}$$

$$= 71.83 \text{ kN}$$

qui se répartit en deux forces

$F_1$  et  $F_1'$  telles que:

$$F_1 = F_1' = 71.83/2 = 36 \text{ kN} \text{ qui est la force dans chaque tirant.}$$

Si nous prenons une barre en acier XC35 de limite d'élasticité

$$R_e = S = 315 \text{ MPa} .$$

$$\text{Il faut que } S \geq \sigma \cdot F_S$$

$$\text{donc } F_1/A \leq S/F_S \text{ donc } S \geq F_1 \cdot F_S/S$$

$$A = \frac{1.5 \cdot 36 \cdot E+3}{315E+6} = 174.4 \text{ mm}^2$$

$$\text{Or } A = \pi \cdot d^2/4 \text{ donc } d \geq \sqrt{4 \cdot 171.4/\pi} = 14.77 \text{ mm}$$

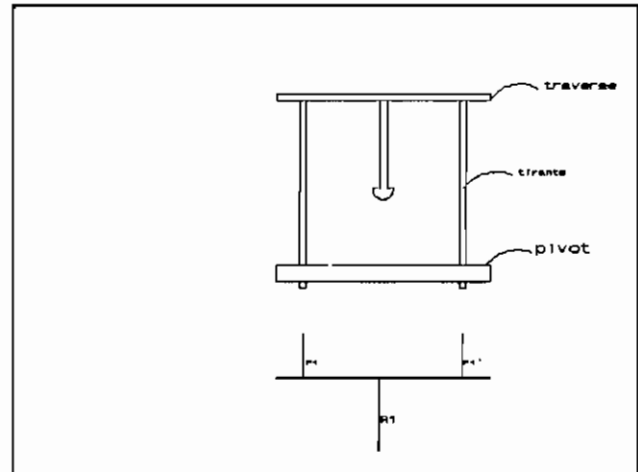
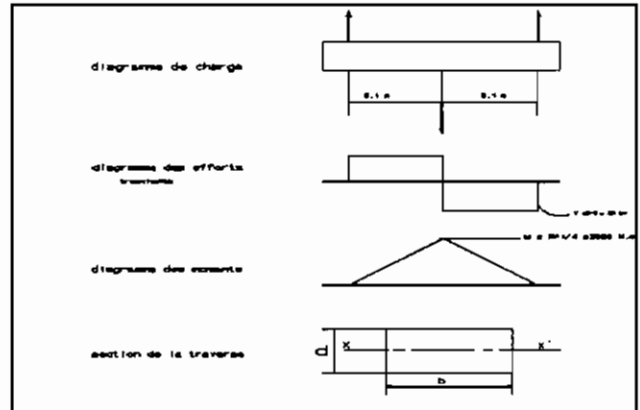


figure N°6: Schéma descriptif des tirants

Ce diamètre est assez difficile à avoir dans le commerce et nous prendrons des tirants en acier de 2cm de diamètre.

#### 4.5- dimensionnement du support de tirants.

Pour des raisons fonctionnelles liées à la fixation des tirants, nous avons décidé de choisir une barre rectangulaire de largeur  $b$  et de hauteur  $d$ . Nous avons aussi limité l'entraxe des 2 tirants



à  $l = 200$  mm.

figure N°7: Schéma descriptif du support de tirants

$$M_{\max} = P \cdot l/4 = 72 \cdot 200/4 = 3600 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\text{On a : } I = \frac{1 \cdot (b \cdot d^3)}{12} \quad (\text{ref.4})$$

$$\text{et } s = \text{module d'élasticité} = \frac{1 \cdot (b \cdot d^2)}{6}$$

on se fait l'hypothèse que  $2 \cdot d = b$  on a donc  $s = (0.25 \cdot b^2)/6$

Soit  $\sigma$  la contrainte normale due à la flexion .

On a :

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{s} = \frac{3600 \cdot 6}{0.25 \cdot b^3} = 86400/b^3$$

On doit avoir  $S \geq \sigma \cdot FS$

En décidant de choisir des ronds en acier XC35 pour fabriquer les tirants , nous aurons  $S = 235$  MPa

donc il faut  $\sigma \leq 235/1.5 = 156.67$  MPa

Nous avons  $86400/b^3 \leq 156.67$  ce qui donne  $b = 8.2$  cm

Nous prendrons le chiffre sans décimales immédiatement supérieur à cette valeur qui est 9 cm d'où une hauteur de 4.5 cm. Voir dessin n° B 14 donné en annexes.

$$b = 9 \text{ cm} ; d = 4.5 \text{ cm.}$$

#### 4.6- Calcul du pivot

Le diagramme de charge nous avait permis d'établir que la résultante des forces par les tirants sur le pivot est donnée par la relation:

$$R1 = \frac{P*(a+1)}{1}$$

et nous avons trouvé que  $R1 = 71.83 \text{ kN}$ .

le diagramme des effort tranchants et des moments fléchissants dans le pivot nous permet d'établir que:

$$V_{\max} = R1/2 = 35.915 \text{ kN}$$

$$M_{\max} = Pl/4 = 3.24 \text{ kN.m}$$

en supposant que la longueur utile du pivot est de 0.2m

Nous évaluerons la résistance du pivot suivant les critères de résistance au cisaillement et de résistance aux contraintes normales longitudinales. Nous avons :

- résistance au cisaillement:

$$\sigma = V_{\max}/A$$

$$A = \pi*d^2/4$$

Appelons S la limite d'élasticité du matériau.

Pour éviter des risques de dommages du matériau nous devons imposer

$$\text{que } S/FS \geq \sigma \quad (1)$$

FS = facteur de sécurité = 1.5 dans notre cas.

Dans notre cas ou nous avons un pivot en acier XC35

$$S/FS = 275E+6/1.5$$

la relation (1) donne: 
$$\frac{36E+3}{(\pi*d^2/4)} \leq \frac{275E+6}{1.5}$$

Nous obtenons :  $d \geq 1.58$  cm.

- contraintes normales longitudinales :

$$\sigma = M*c/I_{xx}$$

$$c = R \text{ et } I = \pi*R^4/4 \text{ (ref. 4)}$$

on obtient donc

$$\sigma = \frac{M*4}{\pi*R^3}$$

En imposant un facteur de sécurité de 1.5 pour prévenir les dommages .Il faudra aussi éviter la ruine du matériau en utilisant la relation suivante :

$S/FS \geq \sigma$  ce qui veut dire :

$$\frac{S}{FS} \geq \frac{M_{max}*4}{\pi*R^3}$$

on doit avoir : 
$$R^3 \geq \frac{M_{max}*4*FS}{\pi*S}$$

Les calculs donnent :

$$R = 2.282 \text{ cm et } D = 2*R = 4.564 \text{ cm.}$$

Cette condition est la plus sévère.

Mais nous avons choisi de prendre un pivot de 6 cm de diamètre pour installer convenablement les tirants sur les mets-plats. Voir dessin n° B 08 donné en annexes.

$$\underline{D = 6\text{cm}}$$



#### 4.7- dimensionnement de l'axe.

Nous avons établi à l'aide du diagramme de charge du bras que la réaction induite dans l'axe par le bâti est de  $R_2 = 64.76$  kN. Nous allons étudier l'axe suivant les critères de

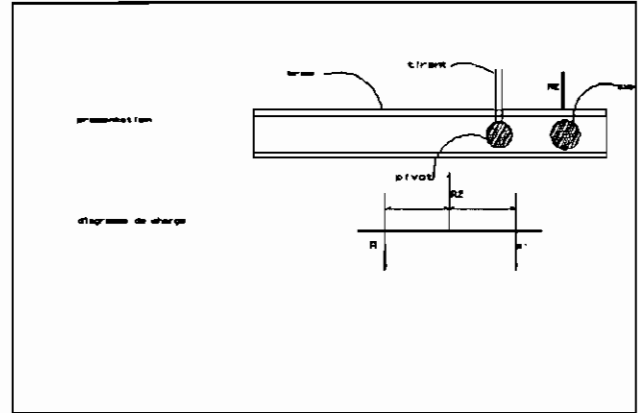


figure N°8: Présentation de l'axe sur le bras

de résistance en flexion.

- Résistance au cisaillement

Soit  $\tau$  la contrainte de cisaillement générée et  $V_{max}$  l'effort tranchant maximal dans le matériau. Nous avons :

$$\tau = V_{max}/A$$

Le diagramme de charge du pivot nous a permis de trouver que  $V_{max} = 32.38$  kN.

$$\text{Nous avons donc } \tau = \frac{32.38E+3}{\pi * D^2 / 4}$$

Or dans notre cas nous avons utilisé de l'acier XC30 ce qui nous vaut à ce diamètre une limite d'élasticité  $S = 275$  MPa.

Soit FS le facteur de sécurité égal à 1.5 dans notre cas.

Nous devons prévenir la ruine du matériau en imposant la condition:

$$\tau \leq S/FS \text{ donc } \frac{32.38E+3}{\pi * D^2 / 4} \leq \frac{275E+6}{1.5}$$

de cette relation nous obtenons :

$$\left[ \frac{32.38 * 6}{27.5} \right]^{0.5} = 2.66 \text{ cm } \leq D$$

- Contraintes normales longitudinales :

En tenant compte des conditions de fixation de l'axe sur le bâti nous avons imposé une longueur de 0.3 m pour l'axe compte tenu de la largeur du bâti.

Le diagramme de charge du pivot donné à la figure précédente nous a permis de voir que le moment fléchissant maximale dans le pivot est de :

$$M_{xx} = P \cdot L / 4 = 64.76 \cdot 0.3 / 4 = 4.858 \text{ kN.m}$$

Ce moment induit des contraintes normales longitudinales déterminés par la formule suivante :

$$\sigma = M_{xx} \cdot c / I$$

I est le moment d'inertie de la section ,  $I = \pi \cdot R^4 / 4$  et  $c = R$  .

$$\text{Nous avons donc } \sigma = \frac{M_{max} \cdot 4}{\pi \cdot R^3}$$

Pour prévenir le matériau de toute ruine , imposons :

$$\sigma \leq S / FS$$

$$\text{donc } \frac{M_{xx} \cdot 4}{\pi \cdot R^3} \leq S / FS$$

$$\text{de cette relation nous obtenons } \frac{FS \cdot M_{xx} \cdot 4}{\pi \cdot S} \leq R^3$$

$$D' \text{ où nous obtenons } \frac{6 \cdot 4.86E+3}{275E+6} = 0.337E-1 \text{ m} \leq R$$

Cette condition est la plus sévère et nous avons

$$D = 2 \cdot R = 6.74 \text{ cm.}$$

On prendra le chiffre entier immédiatement supérieur qui est 7.

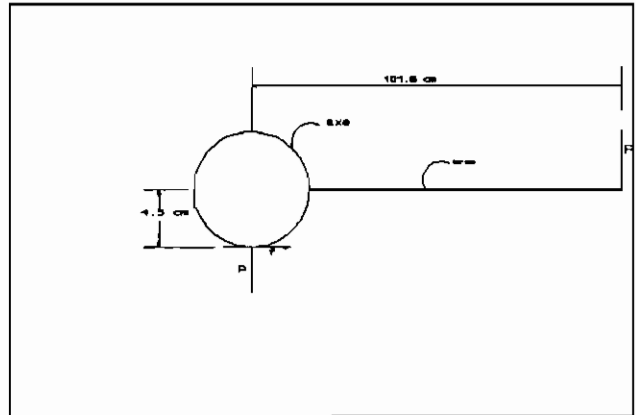
Voir dessin n° B 01 fourni en annexes.

Donc  $D = 7 \text{ cm}$ .

#### 4.8 - Choix du roulement de fixation de l'axe .

Nous allons dans un premier temps évaluer le moment de la force de frottement généré à la base de l'axe par rapport au moment exercé sur le bras de levier (voir figure) .

Nous avons trouvé  $P = 64.76 \text{ kN}$ .



Soit  $\mu$ , le coefficient de frottement à la base de l'axe . figure N°9: Analyse des frottements au niveau de l'axe.

frottement à la base de l'axe .

on a  $\mu = 0.2$  ( ref. 2 )

Nous  $f =$  force de frottement  $= \mu * P$

$$f = 0.2 * 64.76 = 12.95 \text{ kN}$$

$$M(F) = 7.07 * 101.6 = 718.3 \text{ kN.cm}$$

$$M(f) = 12.95 * 3.5 = 45.325 \text{ kN.cm}$$

on a donc  $M(f)/M(F) = 6.31 \%$  .

Nous remarquons que le pourcentage de frottement est déjà assez important pour qu'on puisse installer un roulement.

#### \* calcul du roulement.

Le roulement permettra :

- de reprendre des réactions radiales sur l'axe.
- de diminuer l'effet des frottements.

Comme nous avons affaire à des charges radiales très importantes nous choisirons des roulements à rouleaux cylindriques qui

présentent une grande surface de contact.

- Charge radiale équivalente .

Elle est calculée à l'aide de la relation :

$$Re = v * Fr$$

v est un coefficient que nous prenons égale à 1.0 dans notre cas puisque c'est la bague intérieure qui tourne ( ref.2 ).

Nous obtenons donc :  $Re = 1.0 * 64.76 = 64.76 \text{ kN}$

qui se répartit sur deux roulements. Donc la charge équivalente par roulement est de 32.39 kN.

- Taux de charge dynamique.

Puisque dans ce cas précis nous avons affaire à un axe presque statique estimons sa vitesse de rotation.

Selon les conditions d'utilisation , le bras pourra balayer un angle de  $10^\circ$  en une seconde soit  $600^\circ/\text{mn}$  ou environs 4tr/min.

En nous fondant sur l'expérience, nous estimons qu'une durée de 8000 heures avec une fiabilité de 90% devrait permettre le bon fonctionnement de l'appareil.

$$\text{Nous avons ( ref. 2 ) : } C = Re * \left[ \frac{Nd * H10}{33.33 * 500} \right]^{1/a}$$

Pour des roulements à rouleaux , nous avons  $a = 10/3$ .

$$\text{donc } C = 32.39 * \left[ \frac{4 * 8000}{33.33 * 500} \right]^{3/10}$$

Nous obtenons après calculs  $C = 39.38 \text{ kN}$ .

D'après le tableau SKF (Les roulements , Méthode de calcul et dimensions), on choisit le roulement 'NUP 2314'.

roulement : 'NUP 2314'.

#### 4.9- dimensionnement de la vis béquille.

La mise en oeuvre de la manipulation exige parfois le maintien du bras dans des positions variables. Nous estimons qu'un système de vis autobloquant arrangerait la situation en permettant des déplacements verticaux du bras ; lorsque l'avance de la vis est judicieusement fixée.

##### 4.9.1- diamètre de la vis.

Lorsque le système n'est pas à l'essai , il doit pouvoir reposer en équilibre avec l'axe et la vis béquille. Ceci nous permet de faire la représentation suivante (voir figure).

$$\text{On a } R = \frac{P \cdot (a+1)}{1} =$$

$$\frac{7.07 \cdot (67.6+34)}{67.6} = 10.62 \text{ kN.}$$

R est la force axiale sur la béquille.

Pour calculer la vis utilisons la formule de dimensionnement :

$$d_r = \left[ \frac{4 \cdot R \cdot F_S}{S \cdot \pi} \right]^{0.5} \quad (\text{ref.2})$$

Etant donné que la sécurité est plus exigé à ce niveau , nous Prenons un facteur de sécurité de 2.0.

Etant donné que nous utilisons de l'acier XC35 à ce diamètre on a :

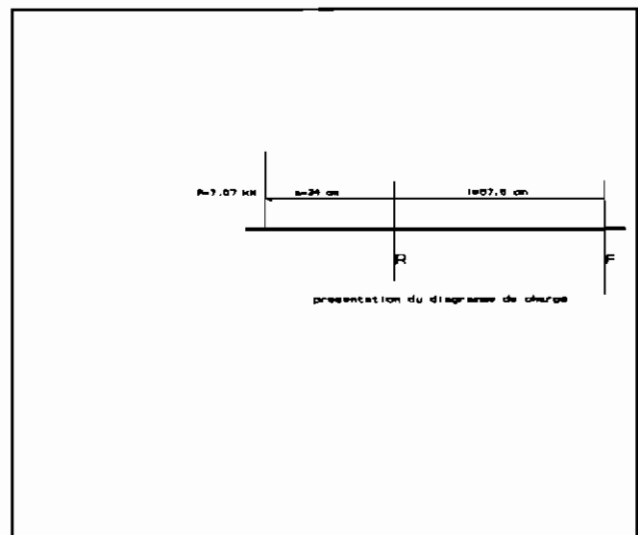


figure N°10: Sollicitation de la vis-béquille

$$S = Re = 310\text{MPa}$$

$$\text{On a : } dr = \left[ \frac{4 \cdot 2 \cdot 10.62\text{E}+3}{310\text{E}+6 \cdot \pi} \right]^{0.5} = 9.34 \text{ mm}$$

Nous choisissons d'utiliser des filets simples ISO à gros pas de filetage :  $p = 3 \text{ mm}$ .

$$\text{On a : } d = dr + 3 = 12.33 \text{ mm}$$

Le diamètre normalisé immédiatement supérieur choisi est de 16 mm

#### 4.9.2- longueur de la vis.

La longueur de la vis est limitée par la condition de flambement.

Pour prévenir la vis du flambement il faudra remplir condition suivante:

$$\frac{L}{k} < \left[ \frac{2 \cdot c \cdot \pi^2 \cdot E}{S} \right]^{0.5} \quad (\text{ref. 2})$$

$E = \text{module d'élasticité} = 210 \text{ GPa}$ .

La vis est montée avec une extrémité fixe et l'autre libre.

$$\text{On a donc } c = 0.25$$

$$dr = d - p = 16 - 3 = 13 \text{ mm}$$

$$k = \text{rayon de giration de la section} = dr/2 = 13/2 = 6.5$$

la première inégalité donne :  $L < 6.5 \cdot \sqrt{(2 \cdot 0.25 \cdot \pi^2 \cdot 210000/235)}$

ce qui donne  $L < 421.2 \text{ mm}$ .

Nous nous proposons de prendre donc la longueur de la vis de

$l = 400 \text{ mm}$  pour assurer correctement l'horizontalité du bras.

#### 4.9.3- Autoblocaje de la vis.

Soit la , l'avance de la vis. Pour assurer l'autoblocaje nous devons vérifier la condition suivante :

$$\pi \cdot \mu \cdot dm > la \quad (\text{ref. 2})$$

nous avons  $\pi \cdot 0.2 \cdot 13 = 8.164$  mm.

Comme nous sommes en présence de filets simples , nous avons :

$$l_a = p = 3 \text{ mm}$$

On a bien  $8.164 > 3$  donc nous avons une vis autobloquante.

De plus amples détails concernant la vis sont donnés sur le dessin n°B 15 donné en annexes.

$$l = 400 \text{ mm} , d = 16 \text{ mm}$$

#### 4.10- conception du bâti.

Nous allons réalisé le bâti avec un assemblage boulonné. La description de la conception est donné par les schémas annexés. La configuration en "C" des poutres longitudinales du bâti a été choisi pour permettre d'une part de faciliter l'assemblage du bâti au niveau des bords et d'autre part d'accroître la résistance du matériau au flambage ( voilement ) .

Une fenêtre latérale permettra de régler les positions du collier et une fente dans la plaque de base servira d'issue pour la tige. Nous avons aussi prévu deux rainures dans le plateau pour servir au montage des tirants.

##### 4.10.1- dimensionnement de la traverse arrière.

Nous allons choisir toutes les traverses à l'image de celle qui est la plus sollicitée.

Considérons donc la traverse arrière qui supporte l'ensemble

Potence-comparateur.

La largeur du bâti doit être en

accord avec la longueur de l'axe. De plus la traverse arrière occupera le quart de la surface pour pouvoir laisser passer le contrepois.

Nous estimons que le poids approximatif de l'ensemble support-comparateur est de 80

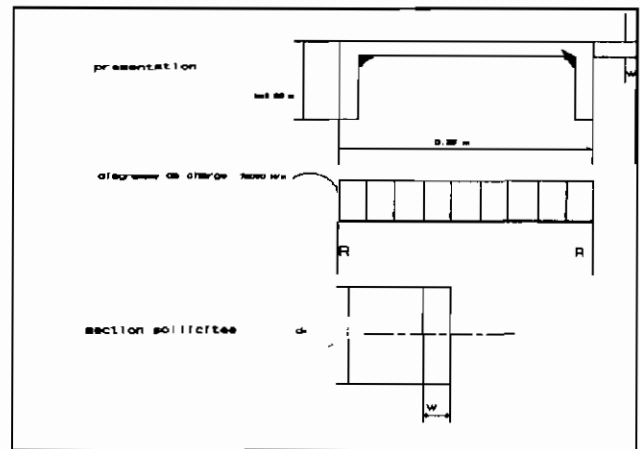


figure n°11: Schémas de la traverse arrière

N. Cette charge est reprise sur une plaque de surface carrée dont deux côtés sont épaulés par des traverses.

Nous considérons que la charge est uniformément répartie et que la charge linéaire reprise par une traverse peut s'écrire :

$$W = 80/4 * 0.25 = 80 \text{ N/m.}$$

Nous devons aussi remarquer que cette même plaque doit reprendre les forces de pression au cours de l'essai.

Ces forces que nous avons estimées à 72 kN peuvent être également considérés comme des forces réparties sur la plaque et la partie reprise par une traverse s'élève à :

$$W_c = 72/4 * 0.25 = 72 \text{ kN/m.}$$

La charge totale répartie sur la longueur peut s'écrire donc :

$$W_t = W + W_c = 72 + 0.8 = 72.08 \text{ kN/m.}$$

D'après le diagramme des charges, nous pouvons voir que le moment fléchissant maximal est donné par la relation :

$$M_{\max} = W_t * l^2 / 8 = 72080 * (0.25)^2 / 8 = 563.13 \text{ N.m}$$

Nous pouvons réaliser cette traverse à l'aide d'un profilé UPN



reconstitué.

Le moment d'inertie de section transversale du profilé est donné par :

$$I = e*d^3/12 = e*(0.125)^3/12 = 0.000163*e$$

$\sigma$  étant la contrainte dans le matériau nous avons :

$$\sigma = M_{max}*y/I \text{ (Ref. 6); } y = d/2 = 0.0625 \text{ m}$$

Soit  $S$  la contrainte admissible dans le matériau. Dans notre cas nous avons  $S = 235 \text{ MPa. ( ref. 1 )}$

Pour prévenir la ruine du matériau nous devons poser:

$$\sigma \leq S/FS$$

$$\text{donc } 563.13*0.0625/0.000163*e \leq 235/1.5$$

$$d' \text{ où : } e \geq \frac{563.13*1.5*0.0625}{0.000163*235E+6}$$

Le calcul donne  $e \geq 1.38 \text{ mm}$

Cette valeur n'est pas pratique et nous choisissons de prendre  $e = 4 \text{ mm.}$

#### 4.10.2- Dimensionnement de la traverse du milieu.

En ce qui concerne la traverse du milieu elle a été conçue pour laisser passer le bras par son milieu.

Nous avons représenté la section sollicitée sur la figure ci-dessous:

Le moment d'inertie de la

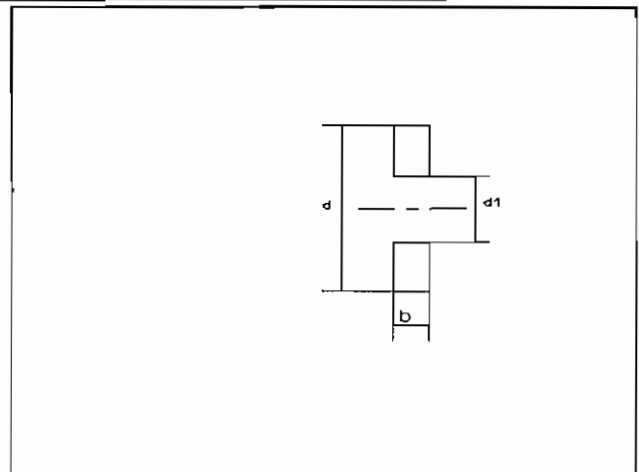


figure N°12: Section de la traverse du milieu.

section est donné par la relation :

$$I = \frac{b(d^3 - d'^3)}{12}$$

Le bon fonctionnement du dispositif a permis les dimensions suivantes:

$$d = 0.5 \text{ m} ; d' = 0.3 \text{ m.}$$

$$D'où I = b[(0.5)^3 - (0.3)^3]/12 = 0.0082*b$$

Soit  $\sigma$  , la contrainte longitudinale dans le matériau.

$$\text{On a } \sigma = M_{\max} * c / I = \frac{563.13 * 0.25}{0.0082 * b.}$$

afin de prévenir le matériau des défaillances en flexion, il faudrait que la contrainte normale longitudinale en flexion ne dépasse pas la contrainte admissible dans le matériau ceci suppose donc :  $563.13 * 0.25 / 0.0082 * b \leq S / FS$

FS = facteur de sécurité FS = 1.5

$$\text{On obtient : } 0.11 \text{ mm} = \frac{1.5 * 563.13 * 0.25 E-6}{235 * 0.0082}$$

Cette épaisseur n'est pas disponible en acier E 24 sur le marché et nous convenons de choisir  $e = 4 \text{ mm.}$

$e = 4 \text{ mm.}$

#### 4.10.3- Dimensionnement de la poutre longitudinale.

Les deux poutres longitudinales doivent supporter le poids totale de l'ensemble ainsi que la reprise des efforts de consolidation au cours de l'essai. Pour cela faisons une estimation du poids de

l'ensemble.

Pour l'acier nous prendrons un poids volumique de  $7850 \text{ N/m}^3$

	Longueur [m]	surface [m <sup>2</sup> ]	volume [m <sup>3</sup> ]	Poids [m <sup>3</sup> ]
Bras:	1.35	0.0064	0.00864	678.24
Axe:	0.3	0.0038	0.00114	89.43
pivot/tirants -	-	-	-	200.00
Ensemble S/C -	-	-	-	80.00
plaque support -	-	-	-	<u>50.00</u>
Total				1097.67

Nous avons donc un poids total supporté de :

$$\begin{aligned} P_t &= 1097.67 + \text{charges de consolidation} \\ &= 1097.67 + 72000 = 73097.67 \text{ N} \end{aligned}$$

La charge est répartie sur deux traverses et la charge par traverse est de 36548.84

Nous allons majorer ce poids à 37000 N.

Durant le fonctionnement de l'appareil , les charges ainsi établies viennent solliciter le matériau en compression .C'est pour Cette raison que nous allons prévenir des dommages dans le matériau en évitant que la contrainte de compression ne dépasse la limite admissible dans le matériau.

Nous avons donc  $P_t/A \leq S/FS$

A = section critique.

$$A = l * e \text{ donc nous } \frac{P_t}{l * e} \leq \frac{S}{FS}$$

ce qui donne donc  $Pt \cdot FS / l \cdot S \leq e$

Pour le matériau utilisé  $S = 235 \text{ MPa}$ . (ref. 1)

$l =$  longueur utile du bâti  $= 0.25 \text{ m}$

Nous obtenons :  $37E+3 \cdot 1.5 / 0.25 \cdot 235E+6 = 0.945E-3 \text{ m} \leq e$ .

Cette valeur n'est pas disponible en acier E24 sur le marché et nous décidons de choisir une épaisseur de 4mm

$e = 4 \text{ mm}$

De plus amples détails concernant le bâti sont donnés sur le dessin n°B 02 donnés en annexes.

#### 4.11- vérification du plateau porte-cellule.

Le plateau doit supporter la cellule de consolidation .Il travaille en compression et au cours de l'essai , les charges de compression peuvent atteindre la valeur de 72000 N.

Soit  $A$  , la surface occupée par la cellule et  $\sigma$  , la contrainte dans le matériau.

$$A = \pi \cdot d^2 / 4$$

$$\sigma = \frac{F_{\max}}{A} = \frac{72000 \cdot 4}{\pi \cdot d^2}$$

$FS =$  facteur de sécurité  $= 1.5$

Pour éviter des déformations dans le matériau , il faudrait que la force de compression ne dépasse pas la limite admissible dans le matériau.

$$\text{On a } \sigma \leq S / FS$$

ce qui veut dire  $72000 \cdot 4 / \pi \cdot d^2 \leq S / FS$

Pour le matériau en question qui est de l'acier E 24 , on a :

$S = 235 \text{ MPa}$  . On obtient :

$$\left[ \frac{288000 \cdot 1.5}{\pi \cdot 235} \right]^{0.5} E-3 = 24 \text{ mm} \leq d$$

Notre cellule à une surface d'appui de diamètre  $d = 100 \text{ mm}$

Comme  $24 \leq 100$ , il n'y a pas de risque de déformations en compression.

#### 4.12 - Etude de la tige-piston.

##### 4.12.1- diamètre.

C'est la tige-piston qui transmet les charges de compression à la cellule. Il faudra donc qu'on s'assure qu'elle puisse résister à ces charges.

Soit  $\sigma$  la contrainte de compression générée dans le matériau.

$$\sigma = F/A$$

$$A = \sigma \cdot d^2 / 4 \quad ; \quad F = 72000 \text{ N}$$

Si la tige remplit le critère de résistance à la compression, elle doit satisfaire l'inégalité suivante:

$$F \cdot 4 / \pi \cdot d^2 \leq S / FS \text{ donc } \left[ \frac{F \cdot 4 \cdot FS}{\pi \cdot S} \right]^{0.5} \leq d$$

$S =$  limite d'élasticité = 285 MPa à ce diamètre.

$$FS = 1.5$$

les calculs donnent  $22 \text{ mm} \leq d$

Nous prendrons le diamètre supérieur le plus courant sur le marché qui est de 25 mm. Se référer au dessin n°B 12 donné en annexes pour les détails.

$$\underline{d = 25 \text{ mm.}}$$

##### 4.12.2- longueur

Puisque la tige travaille en compression étudions le moyen

d'éviter un flambage possible.

Soit  $P_{cr}$  la charge critique de flambage.

La tige est encastree à une extrémité et libre à l'autre.

$$\text{On a: } P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I}{4 * L^2} \quad (\text{ref.2})$$

Pour éviter le flambage de la tige , nous devons imposer :

$$F \leq P_{cr} \quad \text{donc } F \leq \pi^2 * E * I / 4 * L^2$$

$$\text{On obtient donc : } L \leq \left[ \frac{\pi^2 * E * I}{4 * F} \right]^{0.5}$$

Nous avons  $I$  = moment d'inertie de la section

$$I = \pi * R^4 / 4 = \pi * (0.0125)^4 / 4 = 1.92E-8 \text{ m}^4$$

$d = 25 \text{ mm}$  ;  $R = 12.5 \text{ mm}$ .

$$L \leq \left[ \frac{2.0 * \pi^2 * 1.92}{4 * 72} \right]^{0.5} = 0.363 \text{ m}$$

Compte tenu de l'encombrement voulu, nous fixerons la longueur de la tige à 12 cm.

$L = 12 \text{ cm}$  ;  $d = 25 \text{ mm}$

#### 4.13- Etude de la cellule.

Nous proposons pour la cellule la même configuration que nous avons donnée à la cellule de taille réduite .Seulement certaines considérations sont à faire :

Comme l'essai se fera avec un échantillon normalisé de 50 mm de diamètre il faudra supprimer le disque supérieur et avoir le couvercle à ras bords du piston dans ce cas , le piston doit avoir un diamètre plus grand qui serait égal au diamètre de l'échantillon de 50 mm. Calculons le couvercle sous les

nouvelles sollicitations.

Soit  $\sigma$  la contrainte circonférentielle générée dans le matériau.

Nous avons établi que :

$$\sigma = (P_i - P_a) \cdot d_i / 2 \cdot e$$

$P_i$  = pression intérieure dans le cylindre.

$P_a$  = pression atmosphérique.

dans le cas limite où nous avons des contraintes hydrostatiques ,

$$P_i = 72 \text{ MPa}$$

$d_i$  = diamètre intérieur = 50 mm.

Soit  $S$  , la contrainte admissible dans le matériau

dans notre cas où le couvercle est usiné à partir d'un rond en

acier XC35 ,  $S = 235 \text{ MPa}$  à ce diamètre.

$FS$  = facteur de sécurité = 1.5

Nous éviter la ruine du matériau sous les contraintes

circonférentielles en imposant la condition suivante :

$\sigma \leq S/FS$  ce qui veut dire :

$$\frac{(P_i - P_a) \cdot d_i}{2 \cdot S} \leq e , \text{ d'où}$$

$$1.5 \cdot (72 - 0.1) \cdot 50 / 235 \cdot 2 = 11.15 \leq e$$

On prend la valeur entière immédiatement supérieur.

$e = 15 \text{ mm}$ .

#### 4.13- étude de l'épaisseur du collier.

La partie supérieur de la plaque est soumise à des contraintes de compression dues au poids de la charge.

Soit  $e$  , l'épaisseur de la plaque verticale et  $l$  sa longueur.

S = section sollicitée de la plaque .

$S = e \cdot l$ .

Si  $\sigma$  est la contrainte de compression générée , on a

$$\sigma = F/S = F/e \cdot l$$

Pour pouvoir résister à la compression la contrainte dans le matériau ne doit pas dépasser la limite admissible.

D'où , nous obtenons la condition :

$$F/e \cdot l \leq S/FS$$

S = 235 MPa dans notre cas puisque nous utilisons de l'acier E24.

FS = facteur de sécurité =1.5

nous avons  $F \cdot FS / l \cdot S \leq e$

les calculs donnent :  $0.225 \leq e$

Mais nous devons tenir compte du fait que la tige sera vissée dans le collier au niveau de la plaque du bas. Enfin pour des raisons d'uniformité nous prendrons la même épaisseur partout.

Nous prendrons par mesure de réalisation une épaisseur de 10 mm.

Voir dessin n°B 05 donné en annexes.

$e = 10 \text{ mm}$ .



## CHAPITRE 5 ETUDE DE L'ASSEMBLAGE DE L'OEDOMETRE

### 5.1- fixation du profilé sur l'axe.

La fixation du profilé sur l'axe doit tenir compte des exigences suivantes :

- Il faudra assurer la solidarité du bras avec l'axe.
- Il faudra éviter de créer des accidents de forme qui vont

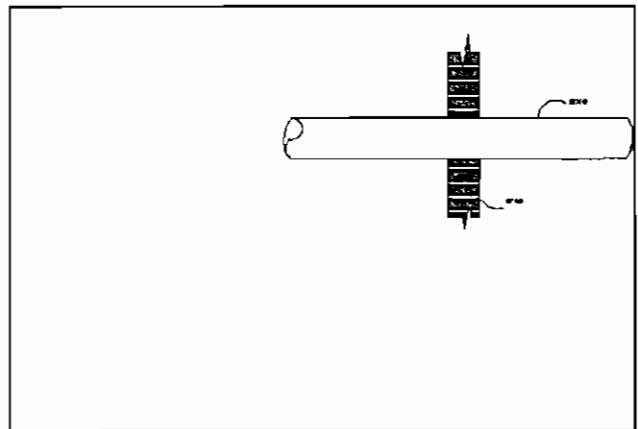


figure N°13:fixation de l'axe sur le profilé

engendrer des concentrations de contraintes sur l'axe.

Pour remplir ces exigences nous proposons un montage forcé du bras sur l'axe . Le procédé est décrit par le schéma ci-dessous.

De plus étant donné la faible épaisseur de l'âme du profilé nous nous servirons pour ce genre d'assemblage de plaques de renforcement percées en leur milieu au diamètre de l'arbre et fixés sur l'âme.

### 5.2- fixation du pivot sur profilé.

Nous utiliserons le même procédé d'assemblage que dans le cas de l'axe.

### 5.3- montage de l'axe sur le bâti.

L'axe est monté sur le bâti par l'intermédiaire de deux roulements extrêmes tel que décrit sur la figure ci-dessous:

Le montage du roulement sur l'axe nécessite un épaulement qui servira de butée au

roulement. L'axe sera logé dans

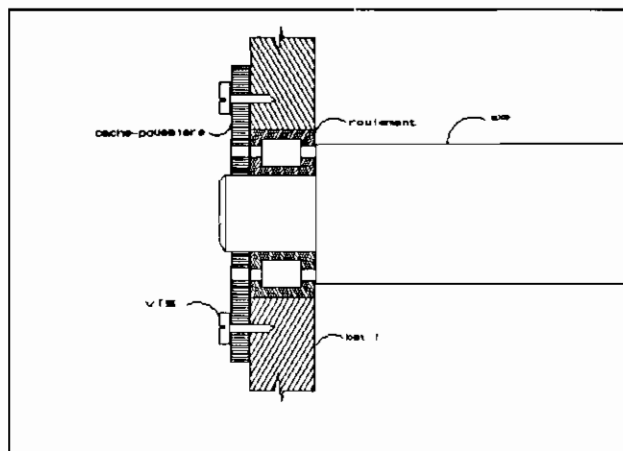


figure N°14: Montage de l'axe sur le bâti

la bague intérieure par un montage forcé. D'autre part l'ensemble axe-roulement est inséré dans le bâti par un montage forcé.

Etant donné la faible épaisseur des plaques d'assemblage du bâti nous avons jugé nécessaire de prévoir une plaque de renforcement (détails en annexe) assez épaisse pour loger le roulement.

Nous disposerons à l'extérieur d'une cache-poussière fixée aux moyens de vis pour protéger le roulement contre la poussière et autre déchets. Le procédé est décrit par le schéma ci-avant.

### 5.4- montage des tirants sur pivot.

Pour assurer un montage correct des tirants sur l'axe qui présente un profil cylindrique, il faudra d'abord réaliser

met-plats sur l'axe. La fixation des tirants sur l'axe se fera par vissage et nous prévoierons un écrou de sécurité. Ceci suppose donc de faire un filetage à l'extrémité du tirant et créer un trou taraudé sur les met-plats de l'axe.

Un épaulement est également

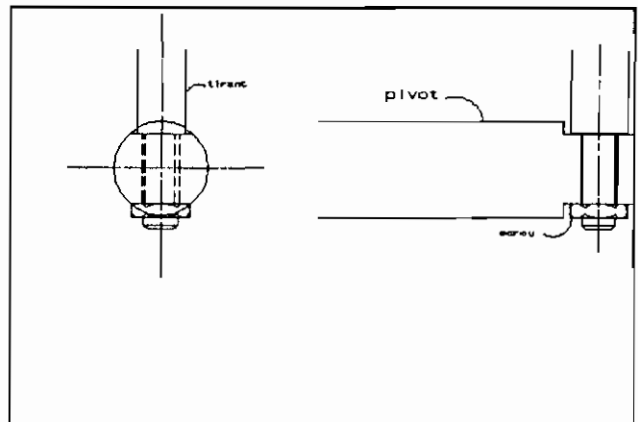


figure n°15: montage des tirants.

requis sur les tirants pour se loger sur le met-plat à fond de filets.

Le procédé d'assemblage est donné par le schéma ci-dessus.

#### 5.4-montage des tirants sur la tige transversale

Puisque la tige transversale n'est pas protégée par le bâti, il serait nécessaire de veiller à l'esthétique de l'assemblage à son niveau. Pour cela nous n'allons pas mettre l'écrou de sécurité à ce niveau mais nous prévoierons la

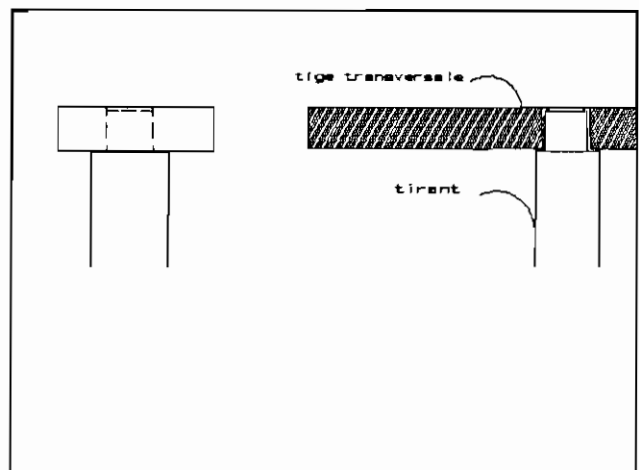


figure N°16: Montage des tirants sur la tige transversale.

longueur filetée suffisamment longue sur toute l'épaisseur de la tige transversale afin d'éviter des risques de desserrage.

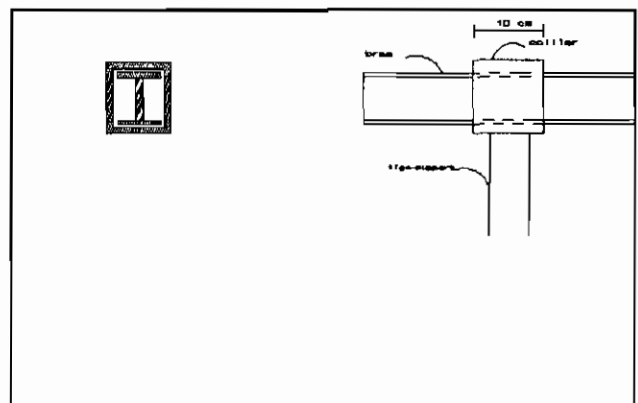
Dans ce cas aussi , un épaulement du tirant est requis pour se loger sur la tige transversale en fond de filets.

#### 5.6- mode d'assemblage de la tige-support sur le bras.

L'assemblage de la tige-support sur le bras se fera par un collier rectangulaire coulissant. Le collier sera réalisé en assemblage soudé à partir de plats d'acier.

La plaque de dessous de

l'assemblage boulonné sera figure N°17: Assemblage de tige-support sur le bras.



percée et filetée en son milieu. La tige support est filetée à une extrémité et un épaulement est réalisé pour permettre le blocage en fond de filets de la tige-support et de soulager les filetages. Le procédé d'assemblage est donné à la figure suivante.

#### 5.7- assemblage du bâti.

Tous les éléments du bâti seront liés au moyen d'assemblages boulonnés :

- La pose des boulons sur la traverse se fera au niveau des deux petits côtés du profilé UPN.

- La pose des boulons du plateau supérieur se fera sur le périmètre à 2 cm des bords.

Le procédé d'assemblage est décrit par la figure ci-dessous.

#### 5.8- fixation de la potence sur le bâti.

Nous réaliserons une fixation de la potence sur le bâti , à l'aide d'un encastrement . Nous nous servirons notamment d'un manchon d'encastrement. La potence sera encastree dans le manchon ( voir dessin n°B 07 donné en annexes ) qui sera fixé sur le bâti au moyen d'un assemblage boulonné.

Le dessin d'assemblage est donné en annexe.

#### 5.9- proposition d'une séquence d'assemblage.

L'oedomètre ainsi conçu représente un ensemble mécanique constitué de plusieurs organes groupés en vue de contribuer à une même fonction. L'obtention d'une bonne coordination des éléments et l'élimination des retour en arrière lors de l'assemblage exige un montage dans un ordre déterminé. Ainsi nous allons procéder à l'assemblage de l'ensemble comme suit:

##### 5.9.1- **Phase de préparation:**

- Sous-assemblage A1 :

Assembler la traverse arrière sur les deux plaques longitudinales. puis on assemble cet ensemble sur la plaque de base.

- Sous-assemblage A2 :

On procédera au montage des roulements dans les plaques de renforcement.

- Sous-assemblage A3 :

On fait le montage de l'axe puis du pivot sur le bras.

- Sous-assemblage A4 :

On procède à l'assemblage de la tige sur le collier .

- Sous-assemblage A5 :

On assemble les tirants sur le support de tirants et on fixe la tige-piston.

#### 5.9.2- Phase d'assemblage:

1- On procède à l'assemblage du sous-assemblage A2 sur le sous-assemblage A3 au niveau de l'axe.

2- On procède à l'assemblage du sous-assemblage A5 sur le sous-assemblage A3 au niveau du pivot.

3- On procède à l'assemblage du sous-assemblage A4 sur le sous-assemblage A3 au niveau du bras.

4- On insère l'ensemble obtenu en 3- dans le sous-assemblage A1 et on procède à la fixation.

5- On installe et fixe la traverse du milieu.

6- On installe et fixe la vis béquille.

7- On installe et fixe la plaque de fin de rotation du bras.

8- On fixe le plateau porteur de cellule.

9- On fixe le manchon sur le plateau.

10- On installe la potence.

#### 5.10- Vis d'assemblage.

Dépendamment de l'épaisseur des éléments à assembler nous avons choisi des boulons et des vis en nous fondant sur des normes ISO. (ref. NF E 03-053). Ce qui nous a permis d'avoir les spécifications

suivantes :

Utilisation	désignation	longueur
fixation des plaques		
du bâti	M10	40
assemblage de la cellule	M8	35
fixation du collier	M10	150
fixation de la potence	M6	120
fixation du support de		
comparateur	**M8	20
fixation de la vis béquille	M10	40
fixation des contrepoids	M10	150

\*\* vis à tête fendue.

#### 5.11- Tolérances et ajustements.

Par suite de l'imprécision inévitable des procédés d'exécution , une pièce ne peut généralement pas être usiné à une dimension fixée à l'avance. Cependant pour éviter qu'elle ne soit plus apte à un bon fonctionnement nous imposons certaines tolérances admissibles sur les côtes. Aussi nous tenons à préciser que nous n'avons pas voulu avoir de très grandes tolérances pour ne pas élever inutilement le coût de réalisation. Les détails concernant les tolérances sont donnés dans le tableau A1.

De plus , certains sous-ensembles devant fonctionner en interaction avec d'autres nécessitent un ajustement convenablement

choisi. Nous avons noté des cas d'ajustement avec serrage , des cas d'ajustements incertains et des cas d'ajustements avec jeu. Selon le cas nous avons donné le jeu recommandé et celui proposé. la démarche est décrite par le tableau A2.

Organes	Procédé de fabrication	Qualité	Echelle de grandeur	tolérance
-axe	tournage	7	80	-0.035
-pivot	tournage	7	80	-0.035
-plaque de renfort	perçage	8	80	0.054
-plaque du bâti	perçage	9	150	0.063
-Ame du bras	perçage	8	80	0.054
-collier	perçage	9	100	0.054
-bagues de roulement	tournage	8	70	0.046
-manchon	tournage	8	40	0.039
-potence	tournage	7	40	-0.025
-vis de fixation	tournage	7	10	-0.018

tableau A1:

assemblage	ajustement	jeu minimal	jeu recommandé
pivot-bras	80H8x7	* 0.213	0.25
axe-bras	80H8x7	* 0.213	0.25
axe- plaque de renfort	80H8x7	* 0.213	0.25
plaque de renfort-bâti	250H9f8	0.014	0.02
collier-bras	100H9f8	0.012	5
vis de fixation-bras	10H8f7	0.016	0.02
vis-collier	10H9e7	0.032	0.04
manchon- potence	40H8h7	0	0
axe-roulement	70H8x7	* 0.122	0.15
roulement- plaque	150H9x7	* 0.35	0.4

tableau A2.

\* serrage maximal



## CHAPITRE 6 EVALUATION ECONOMIQUE

### 6.1- Cellule réduite.

Après avoir contacté plusieurs fabricants pour la réalisation de la cellule de taille réduite , nous avons obtenu les meilleurs prix avec la société industrielle sahélienne de matériels agricoles et de représentations (SISMAR).

le pro-format établi peut être décrit ci-dessous :

désignation	nombre	prix unitaire	prix total
boulons (12*40)	4	200	800
rond d'acier XC35,R50, lg350	1	1600	1600
rond d'acier XC35,R70, lg250	1	2300	2300
rond d'acier XC35,R100,lg600	1	11100	<u>11100</u>
			15800
Main d'oeuvre			<u>10700</u>
Coût à la sortie d'usine			26500
T.V.A (20%)			<u>5300</u>
prix T.T.C			31800

La réalisation de la cellule a été effectuée donc  
à la somme de 31800 F CFA.

#### 6.2- Machine de capacité 720 bars.

Nous avons pu estimer le coût de l'oedomètre en faisant d'une part un recueil de prix des matériaux utilisés auprès des quincailleries d'autre part nous avons pu avoir un coût approximatif de l'usinage de l'oedomètre ainsi conçu auprès de la SISMAR. Les détails liés aux estimations sont donnés ci-après :

désignation	nombre	prix unitaire	prix total
rond d'acier XC35,R10 ,lg800	1	150	150
barreau d'acier XC35, 100*100, lg 0.5 m	1	11850	11850
rond d'acier XC35,R20 ,lg400	2	300	600
rond d'acier XC35,R80 ,lg300	1	3600	3600
rond d'acier XC35,R80 ,lg400	1	4850	4850
tôles d'acier E24, 100*100 , épaisseur 2mm	2	60	120
barreau d'acier XC35, 80*40 , lg 0.25 m	1	1890	1890
rond d'acier XC35,R50,lg1.2 m	1	6000	6000
plats d'acier 250*250, épais- seur 4 mm	1	600	600
plats d'acier 140*100, épais- seur 3 mm	3	50	150
plats d'acier 140*100, épais-			

seur 5 mm	1	50	50
plats d'acier 1.35 m*0.10 m,			
épaisseur 4 mm	2	120	240
plats d'acier 1.35 m*0.12 m,			
épaisseur 2 mm	1	75	75
rond d'acier XC35,R20 lg0.25m	1	190	190
rond d'acier XC35,R70 lg0.10m	1	900	900
rond d'acier XC35,Y20 lg0.45m	1	750	750
profilés UPN L=0.25m ,l=0.20			
hauteur = 0.5 m	3	18840	56520
plats d'acier 1.5m*0.5m épais-			
seur 4 mm	2	7050	14100
plats d'acier 1.5m*0.3m épais-			
seur 4 mm	1	4250	4250
boulons 12*40	4	200	800
rond d'acier XC35,R70, lg0.25m	1	2300	2300
rond d'acier XC35,R100,lg0.60m	1	11100	11100
Compateur rotatif	1	29000	29000
ensemble des boulons			25000
main d'oeuvre			<u>135000</u>
coût à la sortie d'usine			309085
TVA (20%)			<u>61817</u>
Prix TTC			370902

Nous voyons donc que lorsque des fonds seront mobilisés , nous pourrons réaliser l'appareil à un coût hors taxes de 370902 F CFA.

### CONCLUSION

L' étude de praticabilité qui a constitué une partie de notre étude devrait nous permettre de prendre une décision judicieuse sur les deux solutions retenues. Seulement , nous tenons à préciser que la réalisation de la cellule telle que donnée par la solution #1 ne résulte pas d'un choix.Elle constitue un point important à la poursuite de son étude car la modification de taille de l'échantillon peut grandement jouer sur la transposition et l'exactitude des résultats. De cette façon , seuls les essais pourront nous édifier sur la convenance d'une telle solution.

D' autre part , nous avons achevé à ce point notre étude d'un oedomètre pour sols surconsolidés. A ce propos nous pouvons dire que hormis l'esthétique mis en jeu par le fabricant de l'ancien oedomètre , le nouvel appareil présente des caractéristiques meilleures et apparait beaucoup plus puissante. Il est évident que ce modèle fabriqué à l'aide de matériaux d'assemblage très simples et mettant en jeu des procédés d'assemblage simple est d'un coût appréciablement réduit.

Dans le souci de ne pas fausser le principe de l'essai oedométrique nous avons été amenés à conserver le principe de chargement par système à bras de levier dont la longueur atteinte a été de 1.35 m.

Pour terminer nous noterons qu'au moment de la rédaction de ce document , la réalisation de l'oedomètre n'est pas encore terminée

et la poursuivre avec les fonds de financement nécessaire serait une chose louable. C' est d'ailleurs pour cette raison que nous ne nous sommes pas prononcés sur les essais de vérification tels que prévu antérieurement. Pour ainsi dire , nous tenons à faire remarquer que le temps a manqué à la réalisation de ce projet car prétendre achever la réalisation d'un appareil de ce genre après avoir procédé à sa conception est assez ambitieux pour environs 270 heures de travail.

Sans négliger les éventuels problèmes mineurs qui pourraient subvenir tout au long de la réalisation de ce produit nous souhaitons que lorsque ceci serait chose faite , que nos recommandations soient toutes mises en pratique.

### RECOMMANDATIONS

Tout équipement aussi robuste qu'il soit appelle à un bon usage et à une maintenance certaine. A ce titre que les recommandations que nous formulons attirent l'attention de l'utilisateur sur plusieurs points que voici :

Les échantillons de plus gros diamètre présenteront davantage de friction. Il serait bon pour réduire le frottement latéral d'enduire les parois d'un lubrifiant comme le bisulfure de molybdène avant les essais .

Aussi il est nécessaire d'éliminer toute autre cause de détérioration des roulements en dehors de la fatigue du matériau afin de pouvoir atteindre la durée de vie prévue par les calculs. A cet effet la lubrification par graissage conviendrait compte tenu des très faibles rotations. En plus de diminuer les frottements , cette lubrification empêchera la corrosion et préviendra l'entrée d'abrasifs dans les roulements. Pour ce type de roulement à rouleaux cylindriques , deux lubrifications annuelles devraient être suffisantes.

Soulignons ici que la fixation de l'appareil sur une table ou paillasse augmentera la stabilité du dispositif et facilitera les manoeuvres de l'utilisateur.

Occasionnellement , il faudra vérifier la fixation des composants suivants : tirants , Potence , bras. En dehors de tout cela , il suffira de maintenir la propreté de l'appareil.

## REFERENCES

- 1 - Recueil de normes françaises "NF A35.501" 1974 et "NF A35.552"  
1976.
- 2 - R. VINET , G. DROUIN , M. GOU , P. THIRY "Eléments de machines".
- 3 - SKF "Les roulements : technologie mode de calcul et dimensions"
- 4 - ICCA "Handbook of steel construction".
- 5 - R. BASQUIN , G. LEMASSON "Résistance des matériaux".
- 6 - S. TIMOSHENKO "Résistance des matériaux".
- 7 - RAYMOND GAUVIN , "Méthodologie du design".
- 8 - E. LECOEUR "Travaux d'assemblage et de Montage".
- 9 - J. SHIGLEY , C. MISCHKE "Bearings and lubrication".
- 10 - R. HOLTZ , W KOCACS "Introduction à la géotechnique".  
traduit par J. Laffleur. 1981.

**ANNEXES A : DESSINS TECHNIQUES**