

RÉPUBLIQUE DU SÉNÉGAL



ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE THIÈS

PROJET  
DE  
FIN D'ÉTUDES

Gm. 0472

Titre Etude d'un système de protection contre  
les coups de bélier au niveau du transport  
hydraulique de la C.S.P. Taïba

Auteur Alassane BA

Génie Mécanique

Date JUIN 1984

NUM

école polytechnique de thiès

PROJET DE FIN D'ETUDES

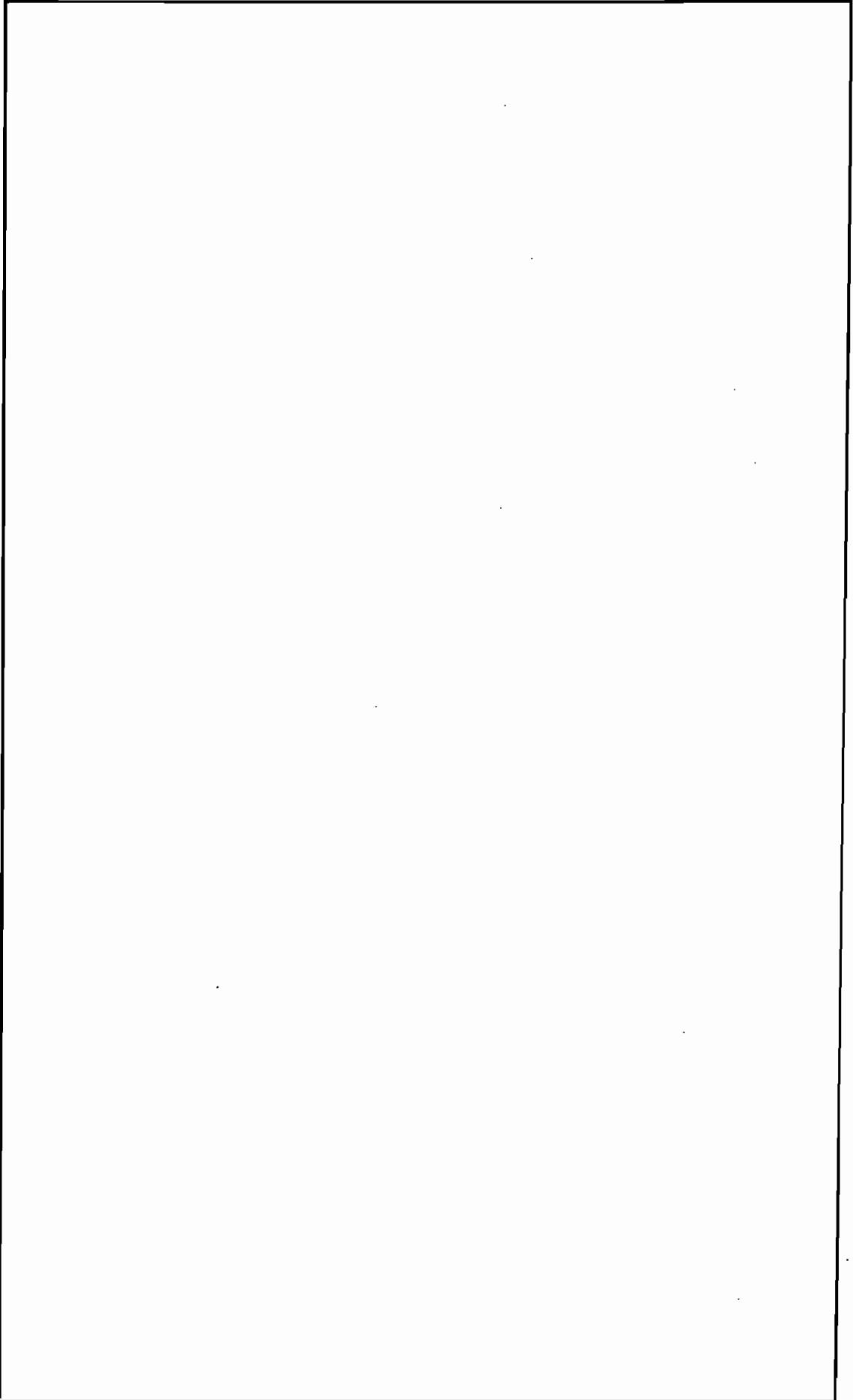
TITRE :

" ETUDE D'UN SYSTEME DE PROTECTION  
CONTRE LES COUPS DE BELIER AU NIVEAU DU  
TRANSPORT HYDRAULIQUE DE LA COMPAGNIE  
SENEGALAISE DES PHOSPHATES DE TAÏBA "

AUTEUR : ALASSANE BA

DIRECTEUR : RAYMOND THIVIERGE

PARRAIN : PIERRE MARWAN HAMEH



A mon oncle Abdouba Ndongo  
tu seras toujours pour moi ce que fût Moïse  
pour son peuple - un guide

A mes amis Moustapha Diop et Amadou Arona  
Pouye

De l'amitié la pageuse Woolof dit:  
« Xarit danna Gën domi Ndey »

A mon amie Ndeye Arame Bâ  
----- pour son affection

## REMERCIEMENTS

Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude à :

- H. RAYMOND THIVIERGE directeur de ce projet pour sa collaboration, ses conseils
  - PIERRE HARWAN HAMEH Ingénieur à la CSPT et parrain de ce projet pour sa collaboration active, ses conseils
  - HAKHTAR SYLLA chef du bureau technique de la CSPT pour les précieuses suggestions qu'il a bien voulu nous prodiguer
  - DINH VO NGOC professeur à l'EPT pour sa disponibilité
- Je remercie enfin tous ceux qui m'ont apporté leur contribution

## — SOMMAIRE —

Le but de cette présente étude est d'analyser le phénomène du coup de bélier au niveau du transport hydraulique d'en déterminer les causes et de proposer des solutions adéquates.

Les principales causes constatées sont les suivantes :

- arrêt brusque de pompage
- variation brusque de vitesse
- tuyaux bouchés

Deux solutions ont été retenues :

- une pompe anti-bélier
- un disque de sécurité

Il a en outre été établi que le coup de bélier pouvait être atténué en s'interdisant toute manœuvre brusque.

Le système de calcul est basé sur une méthode analytique contrairement à la méthode graphique de Bergeron.

## TABLE DES MATIÈRES

remerciements	iii
Sommaire	iv
introduction	1
I / étude théorique	3
II / Causes du coup de belier	6
II.1 arrêts de courant	6
II.2 variation brusque de vitesse	7
II.3 formation de bouchon	7
III / explication physique du phénomène	8
a/ cas d'une fermeture brusque	8
b/ arrêt brusque de pompage	12
III.1 étude de la cavitation	15
IV / calcul du coup de belier	16
V répartition du coup de belier	21
VI / Valeurs du coup de belier	24
- analyse des résultats. commentaires	31
VII / des systèmes de protection	36

A - cheminée d'équilibre	36
B - réservoir anti-bélier	39
C - volant d'inertie	40
D - clapet anti-retour	41
E - DISQUE de sécurité	42
- étude du disque de sécurité	42
F - pompape anti-bélier	48
calculs de dimensionnement	51
conclusion partielle	70
<u>VIII</u> Conclusion	71
- ANNEXES -	72
- dessin plaque d'assise	73
- dessin piston	74
- " plaque de contact	75
- " support supérieur	76
- " enveloppe	77
- " vis de fixation	78
- " vis de tarage	79
- schéma de montage	80
- feuille catalogue	-
- Bibliographie et références	81



## A/ INTRODUCTION

La CSPT est née en 1957, le gisement appartient à la catégorie des gisements sédimentaires des phosphates de calcium. L'horizon phosphaté a une épaisseur qui peut atteindre 15 mètres. Il repose sur une assise d'argile très régulière et il comprend sédimentairement deux couches différentes :

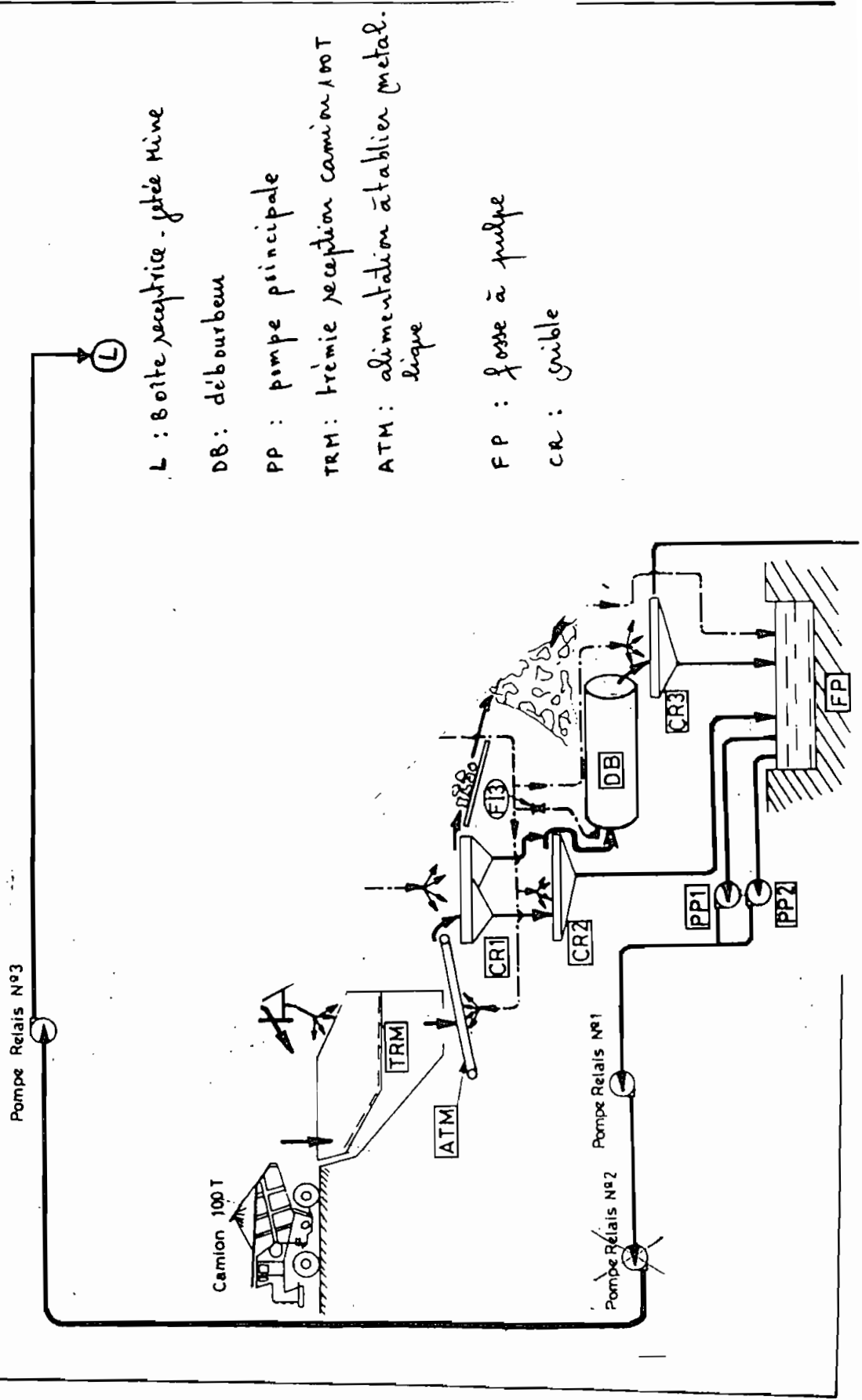
- une couche inférieure très hétérogène et relativement pauvre
- une couche supérieure moins importante mais homogène et riche.

L'extraction est faite par des draglines qui déposent le minerai dans des camions de chantier qui le transportent jus qu'à une station de déségrégation et d'épierreage.

A partir de cette station de prétraitement, le minerai composé de 35% de solide (phosphate, sable, argile et piler) de granulométrie inférieure à 20mm et de 65% d'eau est envoyé à une autre station appelée usine d'enrichissement par transport hydraulique à travers une conduite métallique à revêtement de basalte.

La pulpe (minerai + eau) est mue par trois pompes de 1000 chevaux dont une pompe de tête et deux pompes relais. La tuyauterie subit parfois des coups de bélier qui peuvent endommager la conduite et ou les pompes. Le transport hydraulique occupe une place importante dans l'exploitation et son arrêt entraîne un manque à gagner de 575 612.9 FCFA/heure d'où l'intérêt de protéger la conduite.

Il s'agira donc de proposer un système de protection contre les coups de bélier.



L : Boite receptrice - jetée Mine

DB: déboureur

PP : pompe principale

TRM: trémie reception camion 100T

ATM: alimentation à tablier métal.  
lique

FP : fosse à pulpe

CR : grille

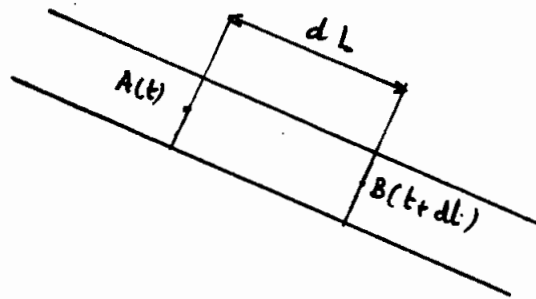
## I / ETUDE THEORIQUE

### I-1 REGIME TRANSITOIRE

a/ définition :

Un régime est dit transitoire si ses caractéristiques varient avec le temps; il y'a alors une accélération locale

b/ Mise en équation



Supposons qu'une particule, située à l'instant  $t$  au point A d'abscisse  $L$ , arrive au temps au point B d'abscisse  $L + dL$ . En A sa vitesse était  $V$ . En B cette vitesse est égale à  $V$  augmentée de sa différentielle totale c'est à dire :

$$V + \frac{\partial V}{\partial L} dL + \frac{\partial V}{\partial t} dt$$

Entre A et B l'accélération de la particule est donc

$$\frac{\partial V}{\partial L} \frac{dL}{dt} + \frac{\partial V}{\partial t} = V \frac{\partial V}{\partial L} + \frac{\partial V}{\partial t}$$

Pour un fluide incompressible en tenant compte des forces de frottement et des forces gravitationnelles l'équation du mouvement s'écrit :

$$j + \rho g \frac{\partial z}{\partial L} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial L} = 0 \quad j = \text{forces de frottement}$$

En ajoutant le terme correctif caractéristique du régime transitoire on a :

$$\gamma + g \frac{\partial z}{\partial L} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial L} + v \frac{\partial v}{\partial L} + \frac{\partial v}{\partial t} = 0$$

on peut transformer cette équation sous la forme suivante :

$$\frac{1}{\rho g} \frac{\partial p}{\partial L} + \frac{\partial z}{\partial L} + \frac{\partial v}{2g} \frac{\partial v}{\partial L} + \frac{\partial}{\partial L} \int_1^2 \frac{v}{g} dL + \frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t} = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial L} \left( \frac{p}{\gamma} + z + \frac{v^2}{2g} \right) + \frac{\partial}{\partial L} (H_F) + \frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t} = 0$$

H

on a donc :

$$\boxed{\frac{\partial H}{\partial L} + \frac{\partial H_F}{\partial L} = -\frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t}} \quad (1)$$

H = hauteur de charge

$H_F$  : pertes de charge dues au frottement

(1) est l'équation de Bernoulli sous forme différentielle d'un régime transitoire.

c/ les paramètres de l'équation

H et  $H_F$  ont la dimension d'une longueur mais ils sont reliés directement à une forme d'énergie emmagasinée dans le fluide.

C'est une énergie de pression.

A partir de l'équation on voit qu'une variation de la vitesse en fonction du temps entraîne une variation locale de pression.

Ces variations de pression sont d'autant plus importantes que la variation de régime est rapide, et tend vers 0

c'est cette variation brusque de pression due à une variation brusque de régime que l'on appelle coup de bélier

## II CAUSES DU COUP DE BELIER AU NIVEAU DU TRANSPORT HYDRAULIQUE

Les coups de bélier résultent des inévitables régimes transitoires. Les causes principales au niveau du transport hydraulique sont :

### II.1 ARRETS DE COURANT

Ici on distingue deux sortes d'arrêt : les arrêts volontaires et les arrêts involontaires

#### II.1.1 arrêt volontaire

C'est un arrêt programmé. C'est l'homme lui-même qui arrête les moteurs. A ce niveau on a constaté des manœuvres trop brusques de la part des opérateurs. L'arrêt d'une pompe doit se faire progressivement. Les statistiques de 1983 indiquent une moyenne de 45 arrêts volontaires par mois

#### II.1.2 arrêt involontaire

C'est une coupure au niveau du réseau de distribution de l'électricité. C'est des arrêts incontrôlables et toujours brusques.

Les statistiques de 1983 indiquent une moyenne de 9 arrêts involontaires par mois.

## I.2 Variation de vitesse

Les moteurs entraînant les pompes sont à vitesse variable et la vitesse est ajustée en fonction de la nature de la pulpe. Ici on a constaté aussi des manœuvres brusques de la part des opérateurs. En effet les changements de vitesse ne se font pas graduellement comme recommandé.

## I.3 Formation de bouchon

Le minerai de Taïba est très inhomogène et il faut toujours surveiller la nature du minerai pour ajuster une concentration et ou une vitesse déterminée. Si cet ajustement ne se fait pas à temps on peut descendre en dessous de la vitesse critique.

### III EXPLICATION PHYSIQUE DU PHENOMENE

#### a/ cas d'une fermeture brusque

Supposons qu'au bout d'un tuyau à l'intérieur duquel un liquide se déplace à la vitesse  $v_0$ , on ferme instantanément le robinet (fig a). Dans ce cas la vitesse des particules liquides qui viennent buter contre le robinet est annihilée et leur énergie cinétique se transforme en travail de déformation du tuyau et du liquide. Alors les parois du tuyau s'allongent tandis que le liquide se comprime du fait de l'élévation de pression  $\Delta p_0$ . Les particules qui sont arrêtées par le robinet viennent buter d'autres particules qui leur sont voisines et qui, elles aussi perdent leur vitesse. Il en résulte que la section n-n<sub>1</sub> se crent vers la droite à la vitesse  $a$  qui est appelée vitesse de propagation de l'onde de choc ou célérité.

Quant à la région transitoire à l'intérieur de laquelle la pression varie de la quantité  $\Delta p_0$  elle est appelée onde de choc. Au moment où l'onde de choc arrive au réservoir le liquide est arrêté et comprimé dans tout le tuyau tandis que les parois du tuyau sont allongées. La surpression  $\Delta p_0$  due au coup de bélier régné dans tout le tuyau (fig b)

Mais un tel état n'est pas en état d'équilibre. Sous l'action de la surpression  $\Delta p_0$  les particules liquides se précipitent du tuyau dans le réservoir, ce mouvement s'arrêtant dans la section qui se trouve le plus près du réservoir. Maintenant la section n-n<sub>1</sub> revient vers le robinet à la vitesse  $a$  en



laissant derrière elle une région où la pression est redevenue  $p_0$  (fig c)

Le liquide et les parois du tuyau sont supposés parfaitement élastiques c'est pourquoi ils reprennent leur état primitif correspondant à la pression  $p_0$ . Le travail de déformation se transforme entièrement en énergie cinétique et le liquide contenu dans le tuyau reprend sa vitesse initiale  $v_0$  qui maintenant est dirigée en sens inverse.

À cette vitesse, la colonne liquide (fig d) tend à se décoller du robinet, ce qui entraîne la naissance d'une surpression négative  $-\Delta p$  qui se propage du robinet jusqu'au réservoir à la vitesse  $a$  en laissant derrière elle une partie du tuyau qui se resserre et une partie du liquide qui se détend du fait de l'abaissement de la paroi  $-\Delta p$  (fig e).

L'énergie cinétique du liquide se transforme de nouveau en travail de déformation de signe contraire.

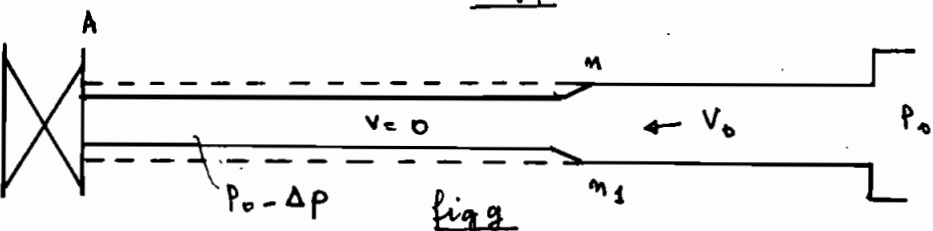
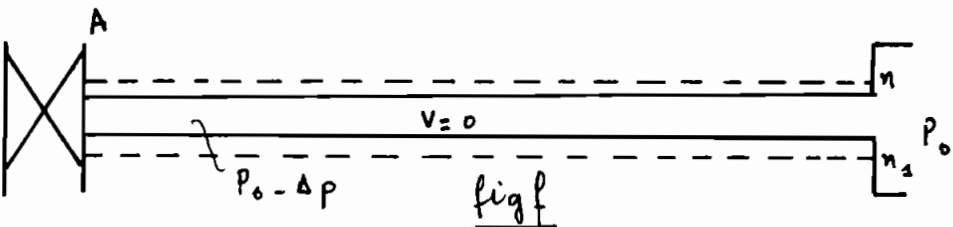
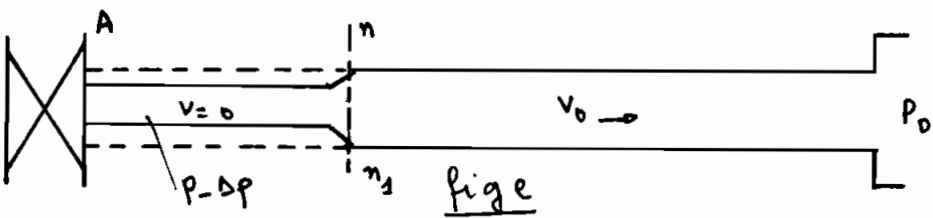
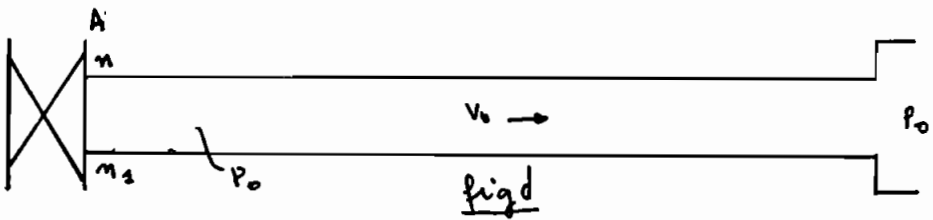
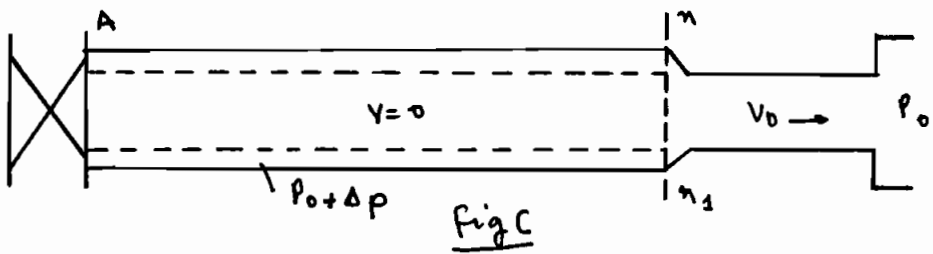
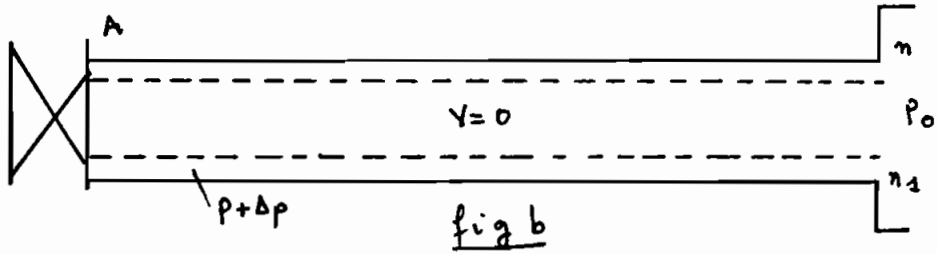
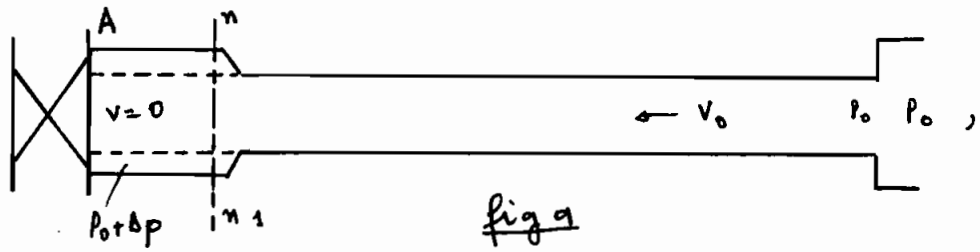
Au moment où l'onde de choc négative arrive au réservoir l'état du tuyau est représenté par la fig g.

Cet état comme celui qui est représenté par la fig b n'est pas en état d'équilibre.

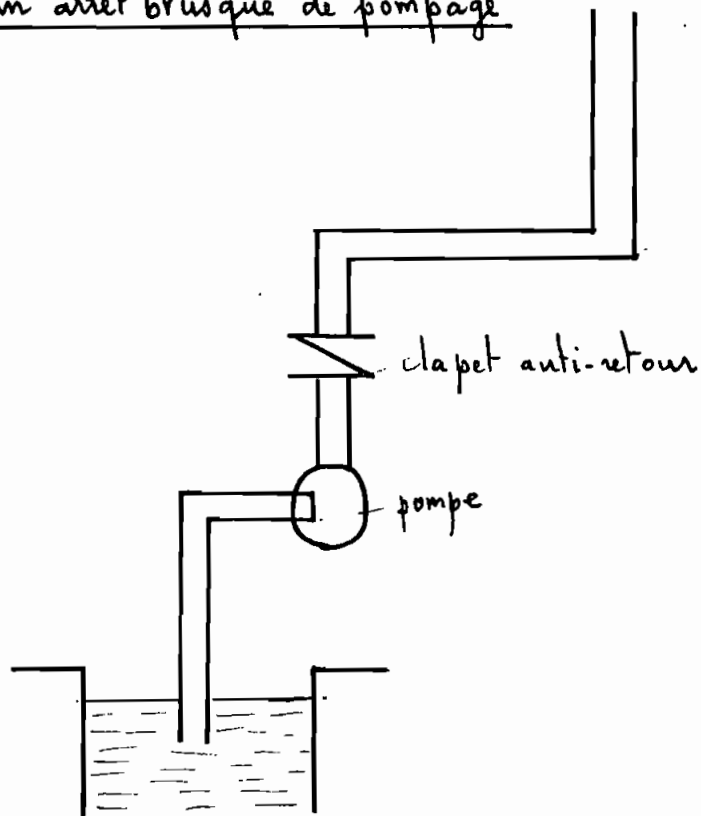
Sur la fig g est représenté le processus d'égalisation de la pression dans le tuyau et dans le réservoir qui s'accompagne de la naissance d'un mouvement dont la vitesse est égale à  $v_0$

Au moment où l'onde de choc  $-\Delta p$  qui est réfléchi par le réservoir, atteint le robinet, la situation redevient celle qui existait au moment de la fermeture du robinet. A partir de ce moment le cycle tout entier du coup de bélier se reproduit.

Le système s'amortit progressivement du fait des pertes de charge par frottement.



b/ cas d'un arrêt brusque de pompage



Supposons la colonne liquide constituée de tranches infiniment rapprochées. Survient l'arrêt brusque et instantané. Quatre phases peuvent alors être envisagées.

1<sup>re</sup> phase

Par suite de son inertie, la colonne va poursuivre son chemin ascendant mais n'étant plus alimentée, il va en résulter derrière elle, une dépression le fluide se déprime. Chaque tranche considérée de la conduite se contracte successivement par diminution élastique du diamètre. Une onde de dépression prend naissance au départ de la pompe et se propage jusqu'au réservoir à une vitesse ou célérité désignée par  $a$

Si la distance entre la pompe et le réservoir est  $L$ , le temps mis par cette onde pour atteindre le réservoir est  $\frac{L}{a}$ .

Au bout de ce temps, la conduite est en dépression sur toute sa longueur et le fluide est alors immobile.

### 2<sup>e</sup> phase

Par suite de son élasticité, la conduite reprend son diamètre primitif et cela de proche en proche, en considérant les tranches successives à partir du réservoir. Le fluide revient alors dans la conduite et au bout d'un temps  $\frac{L}{a}$  c'est à dire  $\frac{2L}{a}$  depuis l'origine du phénomène, tout le fluide est redescendu mais va se trouver arrêté par le clapet de la pompe, qui entre temps s'est fermé.

### 3<sup>e</sup> phase

En raison de cet arrêt, la première tranche en contact avec le clapet va se trouver comprimée, entraînant une dilatation de la conduite. Les tranches qui suivent vont subir le même sort avec les mêmes conséquences pour la conduite. L'onde de dépression gagnant de proche en proche dans le sens pompe-réservoir, toute la canalisation. Au bout d'un nouveau temps  $\frac{L}{a}$  c'est à dire  $\frac{3L}{a}$  depuis l'origine, toute la conduite sera dilatée avec un fluide comprimé, immobile.

### 4<sup>e</sup> phase

Grâce à l'élasticité de la conduite, celle-ci agissant à la manière d'un ressort, reprend, de proche en proche, à partir

du réservoir et allant vers la pompe, son diamètre primitif les tranches de fluide successives reprenant leurs dimensions premières. Au bout d'un temps  $\frac{L}{a}$  c'est à dire  $\frac{4L}{a}$  depuis l'origine, nous nous retrouverons dans la même situation qu'au moment de l'arrêt brusque de la pompe. la période du mouvement est donc  $\frac{4L}{a}$

le phénomène se reproduirait indéfiniment s'il n'était pas freiné, amorti par les pertes de charge résultant du frottement du fluide dans la conduite.

### III.1/ETUDE DE LA CAVITATION

Au cas où la pression absolue du fluide atteint la tension de vapeur à la température ambiante, il se produit à cet endroit du courant une évaporation et un dégagement interne de gaz c.à.d l'ébullition locale du liquide. Cette ébullition locale du liquide, causée par une diminution locale de la pression du courant porte le nom de cavitation.

La cavitation s'accompagne d'un bruit caractéristique et de l'ébranlement du tuyau et au cas où son action est prolongée, de l'érosion des parois solides qui limitent le courant. Ceci s'explique par le fait que la condensation des bulles de vapeur s'effectue très rapidement, les particules liquides qui se mettent à remplir la cavité des bulles en condensation se précipitent vers le centre de cette cavité, ce qui au moment où la condensation se termine, entraîne un coup de bélier local. L'érosion des parois a lieu non pas à l'endroit où les bulles se forment mais là où elles se condensent.

En phase de dépression on peut descendre en dessous de la tension de vapeur du fluide, on veillera donc à éliminer tout risque de cavitation en phase de dépression.

#### IV CALCUL DU COUP DE BELIER

##### a/ temps d'arrêt $T$

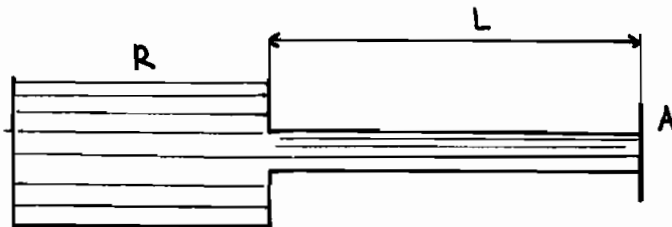
c'est le temps qui s'écoule entre la coupure d'énergie électrique et l'annulation de la vitesse

##### b/ célérité des ondes $a$

C'est la vitesse de propagation des ondes dans un liquide

Considérons une conduite issue d'un réservoir et comportant un robinet en A.

Soit  $L$  la longueur de la conduite



$\frac{L}{a}$  est le temps mis par une onde pour aller de R à A

• Si le temps de fermeture est inférieur à 1 aller et retour de l'onde la fermeture est dite brusque ( $T_f < \frac{2L}{a}$ )

• Si le temps de fermeture est supérieur à  $\frac{2L}{a}$  la fermeture est dite lente.

• Si le temps de fermeture ( $T_f$ ) est inférieur à  $\frac{2L}{a}$  le coup de bélier est complet c'est à dire que l'onde de choc après s'être réfléchi par le liquide contenu dans le réservoir revient au robinet



qui est complètement fermé et le heurte .

• Si le temps de fermeture  $> \frac{2L}{a}$  le coup de bélier est incomplet c'est à dire que l'onde de choc, après s'être réfléchi sur le liquide contenu dans le réservoir revient au robinet avant que celui-ci ne soit pas complètement fermé.

La valeur du coup de bélier dépend du temps de fermeture  $T_f$

#### IV.1 CALCUL DU COUP DE BELIER POUR $T_f < \frac{2L}{a}$

on se sert de l'équation des forces vives qui exprime le fait que l'énergie cinétique du liquide se transforme en travail de déformation des parois du tuyau et du liquide.

L'énergie cinétique d'un liquide de masse  $M$  et de vitesse  $v_0$  contenu dans un tuyau de rayon  $R$  est :

$$\frac{1}{2} M v_0^2 = \frac{1}{2} \pi R^2 L \rho v_0^2$$

$L$  = longueur de la conduite

$\rho$  = masse volumique du liquide.

Le travail de déformation est la moitié du produit de la force par l'allongement.

En exprimant le travail de déformation des parois du tuyau comme étant le travail des forces de pression pour un déplacement  $\Delta R$  nous obtenons :

$$\frac{1}{2} \Delta P 2\pi R L \Delta R$$

Suivant la loi de Hooke on a :

$$\sigma = \frac{\Delta R}{R} E \quad (1) \quad E: \text{module d'élasticité de la conduite.}$$

$\sigma$  = tension normale dans la paroi du tuyau qui est liée à la surpression  $\Delta P$  et à l'épaisseur  $e$  par l'expression :

$$\sigma = \frac{\Delta P R}{e} \quad (2)$$

En tirant les expressions de  $\Delta R$  et de  $\sigma$  respectivement des équations (1) et (2) nous obtenons le travail de déformation des parois du tuyau :

$$\frac{\Delta p^2 \pi R^2 L}{e E}$$

on peut exprimer le travail de compression du volume  $W$  du liquide comme étant le travail des forces de pression pour un déplacement  $dL$  c'est à dire que :

$$\frac{1}{2} S \Delta p \Delta L = \frac{1}{2} \Delta p \Delta W$$

De même que dans la loi de Hooke qui concerne l'allongement linéaire, la diminution relative de volume du liquide  $\frac{\Delta W}{W}$  est liée à la pression par l'intermédiaire de l'expression suivante :

$$\frac{\Delta W}{W} k = \Delta p$$

$k$  = coefficient d'élasticité du liquide

Vu que  $W$  est le volume de liquide contenu dans le tuyau nous obtenons l'expression suivante pour le travail de compression du liquide

$$\frac{1}{2} \frac{\Delta p^2 \pi R^2 L}{k}$$

L'équation des forces vives prend alors la forme suivante :

$$\frac{1}{2} \pi R^2 L \rho v_0^2 = \frac{\pi R^3 L \Delta p^2}{e E} + \frac{\pi R^2 L \Delta p^2}{2 k}$$

En résolvant cette équation relativement à  $\Delta p$  nous arrivons à la formule de Joukovski

$$\Delta p = \rho V_0 \frac{1}{\sqrt{\frac{P}{K} + \frac{2\rho K}{eE}}}$$

$$\Rightarrow \frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{V_0}{g} \frac{1}{\sqrt{\frac{P}{K} + \frac{2\rho K}{eE}}}$$

La dimension de la grandeur  $\frac{1}{\sqrt{\frac{P}{K} + \frac{2\rho K}{eE}}}$  est celle d'une vitesse

ALLIEVI prouve que cette expression est la vitesse de propagation du son dans un tuyau. Il montre que cette vitesse a pour :

$$a = \frac{9900}{\sqrt{48.3 + K \frac{D}{e}}}$$

D = diamètre intérieur de la conduite en mètre

e = épaisseur du tuyau

K = coefficient d'élasticité de la conduite, dépend du matériau

La valeur de la surpression est égale deux pour  $T_f < \frac{2L}{a}$

$$\Delta P = \frac{aV_0}{g} \quad \text{en mètre d'eau}$$

La valeur de la dépression vaut :

$$-\Delta P = -\frac{aV_0}{g}$$

Valeur du coup de bélier en cas de fermeture lente  $T_f > \frac{2L}{a}$

Michaud prouve que la valeur du coup de bélier est égale à

$$\Delta P = \frac{LV_0}{gT_f} \quad \text{en mètre d'eau}$$

Valeur du coup de bélier en cas d'arrêt brusque de pompage

Ici on raisonne sur le temps d'arrêt  $T$ .

$T$  est le temps qui s'écoule entre la coupure d'énergie électrique et l'annulation de la vitesse

$$\bullet T < \frac{2L}{a} \quad \Delta P = \frac{aV_0}{g}$$

$$\bullet T > \frac{2L}{a} \quad \Delta p = \frac{2LV}{gT}$$

Si  $H_0$  est la pression avant l'apparition du coup de bélier la pression maximale dans la conduite est:

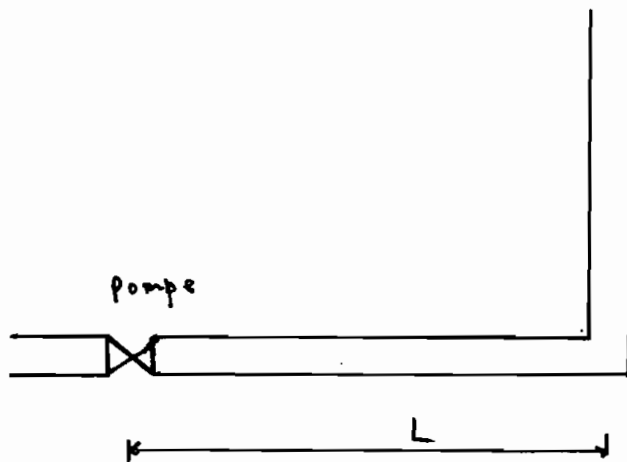
$$\bullet H_0 + \Delta p \quad (\text{cas de surpression})$$

$$\bullet H_0 - \Delta p \quad (\text{cas de dépression})$$

## V/REPARTITION DU COUP DE BELIER

l'arrêt d'une pompe centrifuge, bien que rapide, demande un certain temps. Nous nous proposons d'examiner l'influence de la durée de coupure du débit sur la répartition du coup de belier dans la conduite

Soit une conduite de longueur  $L$  telle que présentée sur la figure ci-dessus



Si l'arrêt de la pompe a une durée non nulle  $T_f$ , on peut en première approximation considérer cet arrêt comme une suite de petites manœuvres instantanées, créant des perturbations qui se propagent successivement vers le réservoir en se superposant.

En un point  $M$  d'abscisse  $x$  la dépression va donc croître progressivement et atteindre sa valeur maximale  $\frac{a V_0}{g}$  au bout d'un temps  $T_f$  à moins que l'onde de surpression revenant du réservoir ait eu le temps d'arriver en  $M$ .

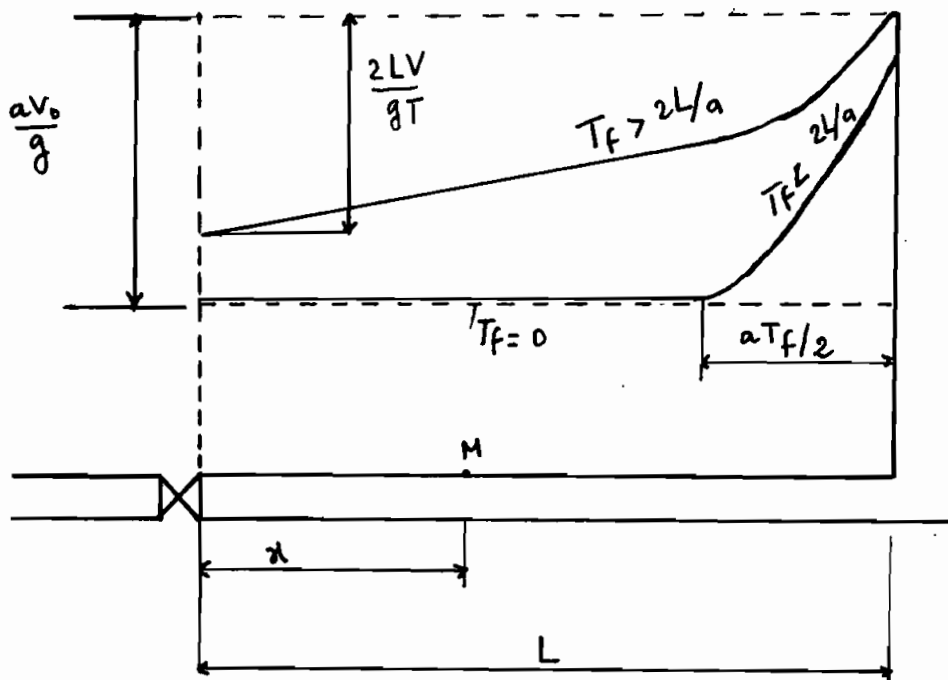
Le temps mis par l'onde de dépression partie de  $M$  pour y revenir sous forme de compression estant  $2 \frac{(L-x)}{a}$

Cela se produirait si :

$$T_f > \frac{2(L-x)}{a} \quad \text{ou} \quad x > L - \frac{aT}{2}$$

Par le jeu de réflexion sur le réservoir en ondes de purpersion on voit que la portion de conduite de longueur  $aT_f/2$  située avant le réservoir, n'est jamais intéressée par la dépression complète.

Le schéma ci-dessous montre la valeur de la dépression maximum suivant les valeurs de  $T_f$ , aux différents points de la conduite.



Ce schéma nous amène à plusieurs constatations :

- Dans tous les cas, le coup de bélier est maximum à la pompe, nul au réservoir
- la répartition du coup de bélier le long de la conduite est d'autant plus défavorable que l'arrêt de l'alimentation est brutal
- si  $T_p > \frac{2L}{a}$  aucun point de la conduite n'est intéressé par la dépression complète  $a v_0/g$

On tire la conclusion pratique suivante :

Si par un moyen quelconque on arrive à prolonger l'alimentation des pompes pendant un temps supérieur à la durée d'un aller-retour de l'onde, non seulement on influe sur la répartition du coup de bélier mais encore on diminue la valeur maximale de la dépression.

Et si aussi on parvient à arrêter l'onde avant qu'elle n'atteigne la pompe, la valeur maximale de la dépression n'atteindra la pompe. C'est le rôle des dispositifs anti-béliers que l'on place dans les conduites de refoulement.

## VI/ VALEURS DU COUP DE BELIER SUR LE TRANSPORT HYDRAULIQUE

Nous avons montré que la valeur du coup de bélier dépendait d'un facteur temps  $T$

### a/ DISCUSSION SUR LA VALEUR DE $T$

#### a-1 cas d'un arrêt de pompage

C'est le temps qui s'écoule entre la coupure d'énergie électrique et l'annulation de la vitesse.

La vitesse de rotation des pompes étant variable, ce temps  $T$  sera aussi variable. Il dépendra aussi de la concentration de la pulpe.

#### a-2 cas de tuyaux bouchés

C'est le temps de frein de l'écoulement.

### b/ VALEURS DU COUP DE BELIER EN CAS D'ARRET DE POMPAGE

$$\bullet T < \frac{2L}{a}$$

$$\Delta P = \frac{aV_0}{g}$$

$$\bullet T > \frac{2L}{a}$$

$$\Delta P = \frac{2LV_0}{g}$$



• vitesse de propagation du pm dans la tuyauterie :  $a$

$$a = \frac{9900}{\sqrt{48.3 + K \frac{D}{e}}}$$

$$D = 400 \text{ mm}$$

$$e = 25 \text{ mm}$$

$K = .5$  pour tuyauterie en acier avec 1 revêtement intérieur en basalte

$$a = \frac{9900}{\sqrt{48.3 + .5 \times \frac{400}{25}}} = 1319.4 \text{ m/s}$$

• Longueur L

nous allons considérer la longueur  $L$  de la tuyauterie depuis le clapet anti-retour de la pompe principale. En effet au moment du retour de l'onde de choc le clapet sera déjà fermé.

$$L = 2858.5 \text{ m}$$

$$\bullet \frac{2L}{a} = \frac{2 \times 2858.5}{1319.4} = 4.33 \text{ s}$$

Nous aurons donc :

$$\text{si } T < 4.33 \text{ s} \quad \Delta p = \frac{\rho V_0}{g}$$

$$\text{si } T > 4.33 \text{ s} \quad \Delta p = \frac{2LV_0}{gT}$$

Il nous a été spécifié qu'un temps d'arrêt  $> 4.33 \text{ s}$  est atteint rarement. l'annulation de la vitesse se faisant instantanément.

• Vitesse  $V_0$

cette vitesse est variable, elle est ajustée en fonction de la nature

de la pulpe.

exemple

$$\text{Débit} = 1800 \text{ m}^3/\text{h} \rightarrow v = 3.98 \text{ m/s}$$

$$T < 4.33 \text{ s}$$

$$\Delta P = \frac{av_0}{g} = \frac{1319.4 \text{ m/s} \times 3.98 \text{ m/s}}{9.81 \text{ m/s}^2} = 535.3 \text{ m d'eau}$$

la valeur de la surpression est donc : 53.53 bars

la valeur de la dépression est égale à - 53.53 bars.

Pour trouver la valeur totale de la pression il faut ajouter à la valeur de surpression celle de la pression de service.

#### MESURE DE PRESSION

POMPE	PRESSIION AU REFOULEMENT (bar)
pompe principale	5
pompe relais n°1	10
pompe relais n°3	8.4

Ces mesures ont été prises le 25/1/84 alors que les vitesses des pompes étaient maximums.

On trouvera en annexe une courbe du coup de bélier en fonction du débit pour différents temps T

## C/ VALEURS DU COUP DE BELIER EN CAS DE TUYAUX BOUCHES

La formation de bouchon peut survenir à n'importe quel niveau de la conduite. Cette formation peut se faire rapidement ou progressivement dépendamment de la nature de la pulpe.

$$\bullet T < \frac{2L}{a} \quad \Delta P = \frac{aV_0}{g}$$

$$\bullet T > \frac{2L}{a} \quad \Delta P = \frac{2LV_0}{g}$$

on va raisonner sur plusieurs niveaux de la conduite

### C-1 POMPE PRINCIPALE

La pompe principale est protégée par un clapet anti-retour contre tout retour de l'onde de choc. Par contre il peut avoir formation de bouchon entre le clapet anti-retour et la pompe. Cette distance est égale à 69.5 m

$$T < \frac{2L}{a} \Rightarrow T < \frac{2 \times 69.5}{1319.4} = 0,1 \text{ s}$$

Si le temps de fermeture du clapet est inférieur à 1/10 s le clapet engendra lui-même un coup de bélier.

Pour un débit de 1800 m<sup>3</sup>/h la valeur de la surpression sera égale à :

$$\Delta p = \frac{1319.4 \times 3.98}{9.81} = 53.5 \text{ bars}$$

La dépression correspondante est égale à -53.5 bars  
Ces valeurs nous amènent à la conclusion suivante:  
Le clapet anti-retour bien que protégeant la pompe  
peut engendrer des coups de bélier si son temps de fer-  
meture est inférieur à  $\frac{1}{10}$  seconde.

Le clapet nécessite donc une surveillance continue.

Pour tout frein de l'écoulement dont la durée est inférieu-  
re à 0.1s on aura un coup de bélier maximum dont  
la valeur est égale à  $\frac{aV_0}{g}$  (la longueur étant  
prise à partir du clapet)

Pour tout frein dont la durée est supérieure à  $\frac{2L}{a}$   
le coup de bélier sera minimum et est donné par la for-  
mule  $\frac{2LV_0}{g}$ , L étant variable.

on trouvera en annexe les variations du coup de bélier  
en fonction de L.

### C-2 POMPES RELAIS

#### C-2-1 pompe relais n°1

la distance entre la pompe relais n°1 et la pompe relais n°3 est égale à 1520.7 m

$$\bullet \frac{2L}{a} = \frac{2 \times 1520.7}{1319.4} = 2.3 \text{ s}$$

Si un bouchon se forme à une distance maximum de 1520.7 m de la pompe relais n°1 en un temps inférieur à 2.3 s, le coup de bélier est maximum et vaut

alors  $\frac{aV_0}{g}$

• exemple

$$Q = 1800 \text{ m}^3/\text{h} \rightarrow V = 3.98 \text{ m/s}$$

$$T < 2.3 \text{ s}$$

$$\Delta p = \frac{1319.4 \times 3.98}{9.81} = 53.5 \text{ bars}$$

Si  $T > 2.3 \text{ s}$  par exemple  $T = 3 \text{ s}$

$$\Delta p = \frac{2LV_0}{gT} = \frac{2 \times 1520.7 \times 3.98}{3 \times 9.81} = 41.1 \text{ bars}$$

on trouvera en annexe une courbe de variation du coup de bélier en fonction de la longueur et du temps d'arrêt

### C-2-2 pompe relais n°3

La distance entre la pompe n°3 et la boîte réceptrice de la jetée mine est égale à 1194 m

$$\cdot \frac{2L}{a} = \frac{2 \times 1194}{1319.4} = 1.8 \text{ s}$$

Si un bouchon se forme à une distance maximum de 1194 m de la pompe relais n°3 et en un temps inférieur à 1.8 s le coup de belier sera maximum et est égale à

$$\frac{aV_0}{g}$$

exemple

$$Q = 1800 \text{ m}^3/\text{h} \rightarrow V = 3.98 \text{ m/s}$$

$$T < 1.8 \text{ s}$$

$$\Delta p = \frac{1319.4 \times 3.98}{9.81} = 53.5 \text{ bars}$$

$$\cdot T > 1.8 \text{ s}$$

$$T = 2 \text{ s} \Rightarrow \Delta p = \frac{2LV_0}{gT} = \frac{2 \times 1194 \times 3.98}{9.81 \times 2} = 48.4 \text{ bars}$$

on trouvera en annexe une courbe de variation du coup de belier en fonction de la longueur et du temps d'arrêt.

## d/ Analyse des résultats

Les résultats montrent l'importance du temps d'arrêt sur la valeur du coup de bélier.

En cas de formation de bouchon la valeur du coup de bélier dépend de facteurs qui ne sont pas contrôlables. En effet le coup de bélier dans ce cas dépend du temps de formation du bouchon et du lieu où cette formation a lieu. C'est pour quoi une attention particulière doit être portée sur la concentration de la pulpe.

### d-1 cas d'arrêt de pompage

on atteint une valeur maximum de surpression de 53.5 bars. Cette valeur est obtenue pour un temps d'arrêt inférieur à 4.33s. Pour un temps d'arrêt supérieur à 4.33s la valeur du coup de bélier décroît. Ceci nous amène à la considération pratique suivante :

si on veut diminuer le coup de bélier on doit s'interdire tout arrêt brutal, l'arrêt doit se faire progressivement.

#### d-1-1 Pompe principale

Cette pompe est protégée par le clapet anti-retour contre le retour de l'onde martén. contre partie ce clapet peut engendrer des coups de bélier s'il se ferme brutalement. le temps de fermeture du clapet doit être supérieur à 1/10s. le clapet doit être donc entretenu régulièrement.

### d-1.2 Répartition du coup de bélier

Cette répartition dépend du temps d'arrêt. En prenant comme origine le clapet anti-retour et pour un temps d'arrêt inférieur à 4.33 s le coup de bélier sera maximum et constant sur une longueur de  $L - \frac{aT}{2}$

Pour un temps d'arrêt de 3 s le coup de bélier sera maximum et constant sur une longueur de

$$2858.5 - \frac{1319.4 \times 3}{2} = 879.4 \text{ m}$$

Le maximum du coup de bélier atteindra la pompe relais n°1 qui est à 143.2 m du clapet. Cependant le maximum n'atteindra pas la pompe relais n°3 qui est à 1660.5 m du clapet.

Pour un temps d'arrêt de 1 s le maximum sera constant sur une longueur de

$$2858.5 - \frac{1319.4 \times 1}{2} = 2198.8 \text{ m}$$

Dans ce cas le maximum atteindra les deux pompes relais. En cas d'arrêt brusque de pompage le maximum du coup de bélier atteint d'abord la pompe relais n°1. La pompe relais n°1 dans ce cas "protège" la pompe relais n°3. En effet une rupture du corps de la pompe relais n°1 entraîne automatiquement l'échappement d'un certain débit. La pompe relais n°1 jouera dans ce cas le même rôle qu'une soupape de décharge.



## d-2 cas de tuyaux bouchés

Il est impossible de déterminer une répartition du coup de bélier ; la formation de bouchon pouvant se faire à n'importe quel endroit de la conduite

### d-2-1 pompe principale

Le coup de bélier est maximum pour un temps de frein inférieur à  $1/10$  seconde. Cette valeur est difficilement atteinte. Le clapet anti-retour protège donc la pompe principale

### d-2.2 pompes relais

#### pompe relais n°1

Pour un temps de frein inférieur à 2.3 secondes et à une distance de 1520.7 mètres la formation de bouchon entraîne un coup de bélier maximum de 53.5 bars.

#### pompe relais n°3

Le maximum est atteint pour un temps de frein inférieur à 1.8 secondes et à une distance de 1194 mètres

e) valeurs du coup de bélier en cas de variation brusque de vitesse.

Il n'est pas possible de déterminer la valeur du coup de bélier dans ce cas.

Cependant il est conseillé d'observer une temporisation égale au minimum à  $\frac{2L}{a} = \frac{2 \times 2858.5}{1319.4} = 4.33 \text{ s}$  à chaque variation.

f) Analyse de la dépression

on trouve une valeur maximum de -53.5 bars. Lorsqu'on étudie le comportement d'une conduite en régime transitoire dépression, il ne faut pas que la valeur négative de la pression restante ne dépasse en valeur absolue celle de la pression atmosphérique, soit 10 m d'eau.

Si on prend comme origine la pompe principale le point le plus haut de la conduite est à  $h = 12.72 \text{ m}$ .

Soit  $H_0$  la pression avant le coup de bélier = 10 bars

$\Delta p$  la valeur du coup de bélier

Il y'aura risque de cavitation si  $h - (H_0 - \Delta p) > 10 \text{ m}$

$$h - (H_0 - \Delta p) = 12.72 - (100 - 535) = 447.72 \text{ m}$$

Conclusion :

Il y'a des risques dangereuses de cavitation.

### f / Résistance de l'installation

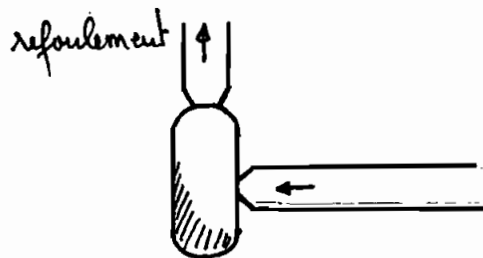
on note dans les conduites une usure importante. Cette usure est due à la nature même de la pulpe, la pulpe étant très visqueuse.

La résistance de la conduite dépendra du degré d'usure de la conduite. Une pression sécuritaire de 17 bars ne doit pas être dépassée.

Les valeurs trouvées dépassent de loin cette pression et c'est ce qui explique les ruptures de corps de pompe.

### g / Rupture des corps de pompe.

#### g-1 cas d'un arrêt brusque de pompage



l'onde de choc très puissante vient heurter le corps de la pompe. La rupture a lieu dans la zone hachurée

#### g-2 tuyaux bouchés

l'onde de choc se déplace en sens inverse de l'écoulement et vient heurter le fond du corps de la pompe.

Après enquête j'ai pu vérifier que les ruptures sont toujours localisées dans cette zone.

## VII/ LES SYSTEMES DE PROTECTION

Toutes les perturbations créées dans les conduites de refoulement provoquent des phénomènes transitoires tels ceux que nous venons d'analyser.

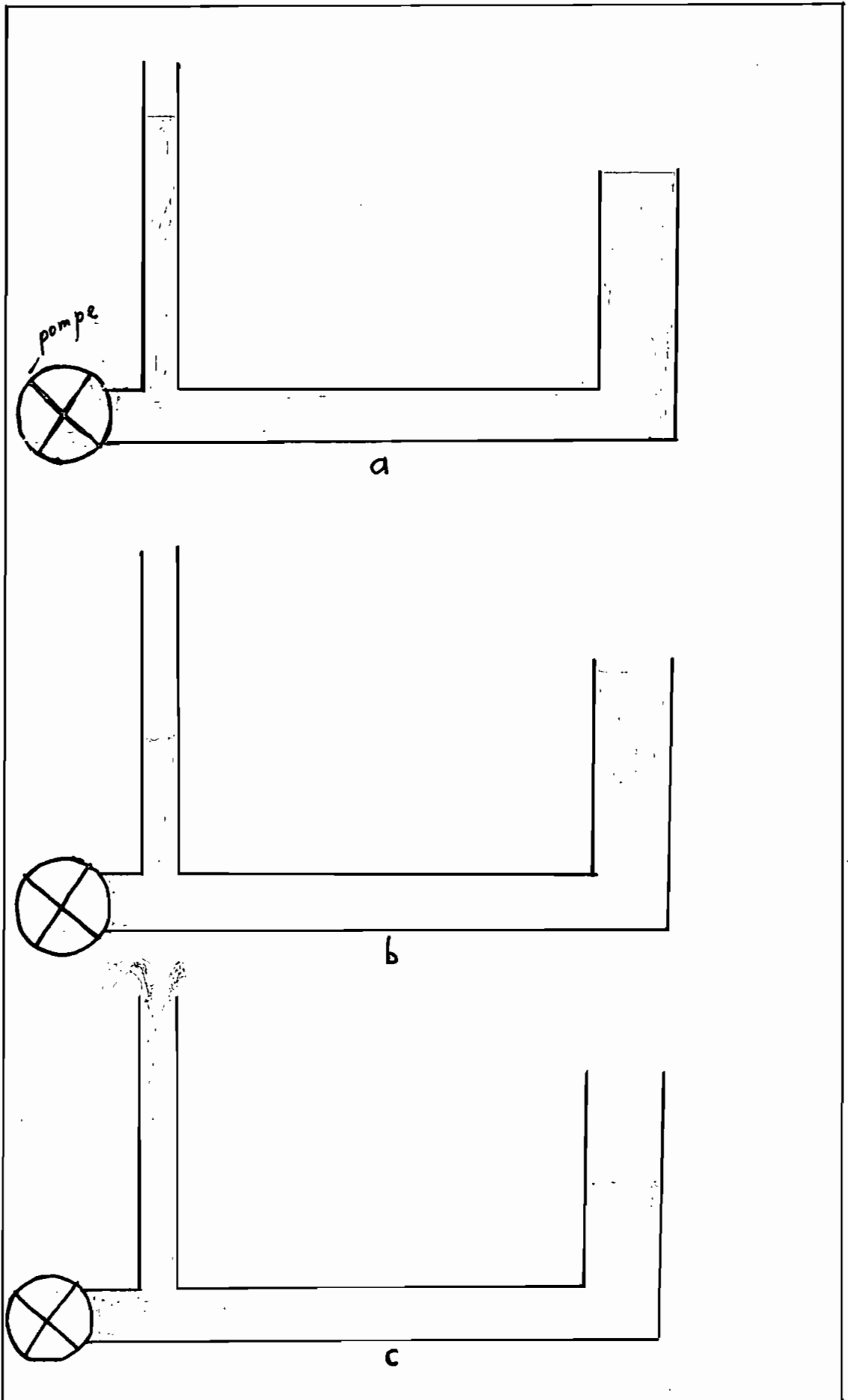
Il convient de protéger les conduites de refoulement contre les conséquences de tels phénomènes. A cet effet, on utilise divers dispositifs qui ont pour rôle de maintenir la pression dans les conduites entre un maximum et un minimum compatibles avec la résistance des installations.

Nous allons examiner ces dispositifs et analyser leur applicabilité au niveau du transport hydraulique.

### A/ CHEMINEE D'EQUILIBRE

Ce système repose sur le principe suivant :

Il accumule une réserve de fluide qui est restituée lorsque les pompes s'arrêtent, l'alimentation de la conduite de refoulement est ainsi prolongée artificiellement après l'arrêt des pompes.



Nous avons représenté trois moments caractéristiques dans une installation munie d'une cheminée d'équilibre.

La fig a se réfère à l'état des pressions en service coïncidant avec le niveau du fluide dans la cheminée avec la somme de la pression statique et la perte de charge dans la base de la cheminée

La fig b représente le moment où le coup de bélier atteint sa valeur négative maximum

La fig c représente l'instant de reflux du fluide produit par celui venant par la cheminée

A partir du principe de fonctionnement nous tirons les conclusions suivantes:

Une cheminée d'équilibre doit être calculée pour:

- Diminuer la valeur du coup de bélier
- Eviter les oscillations entretenues
- Etre suffisante pour la remontée maximum du plan de fluide
- Etre suffisante pour la descente maximum du niveau afin d'éviter les entrées d'air

En régime normal la pulpe s'élèvera donc dans la cheminée à la hauteur géométrique augmentée des pertes de charge.

Pour jouer efficacement son rôle la cheminée d'équilibre devra donc avoir une hauteur largement supérieure à la hauteur géométrique

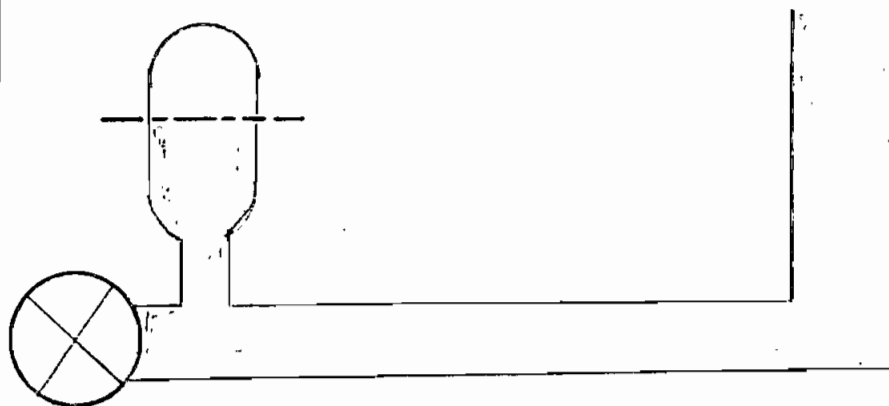
Le transport hydraulique ayant une hauteur géométrique de 33 mètres, on arriverait à des hauteurs excessives

Pour cette raison la cheminée d'équilibre ne sera pas retenue comme solution.

### B/ RESERVOIR D'AIR ou RESERVOIR ANTI-BELIER

#### principe

Le système fonctionne suivant le même principe que la cheminée d'équilibre, mais l'alimentation continue de la conduite est assurée par une réserve de fluide accumulée sous pression dans une capacité métallique



L'énergie potentielle de l'air comprimé favorise le déplacement vers le haut du fluide dans les instants immédiatement postérieurs à l'arrêt en s'additionnant à l'énergie cinétique de l'eau. Dans la phase de recul, l'air agit en frein absorbant une grande partie de l'énergie de gravité.

Pour le fonctionnement correct de ces récipients, il est nécessaire de maintenir le volume d'air dans des limites déterminées

Il est nécessaire de compenser les pertes d'air comprimé par fuite ou par dissolution dans le fluide.

L'argile présente dans la pulpe risque de boucher l'orifice du réservoir et la présence de pailles dans la pulpe posera des problèmes d'étanchéité.

Ce système de protection n'est pas adapté à la nature de la pulpe. Cette solution ne sera pas donc retenue.

### C/ VOLANT D'INERTIE

Il faut trouver le moyen de continuer à assurer l'alimentation de la veine liquide, malgré l'arrêt du moteur actionnant la pompe.

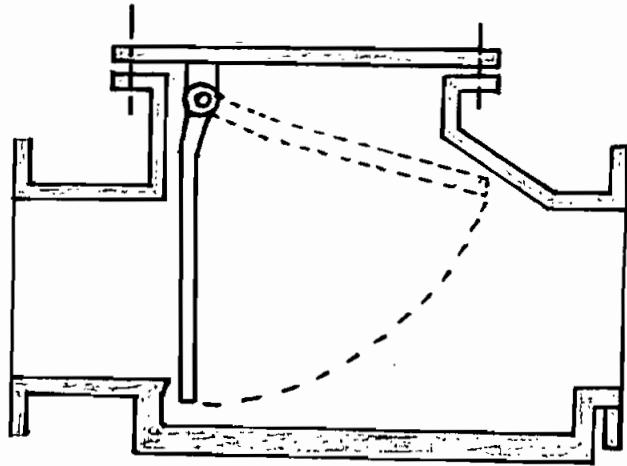
Le volant d'inertie, calé sur l'arbre du moteur constitue l'un de ces moyens. Grâce à l'énergie qu'il accumule pendant la marche normale, le volant la restitue au moment de la disjonction et permet ainsi d'allonger le temps d'arrêt de l'ensemble, donc, de diminuer l'intensité du coup de bélier. L'utilisation des volants reste limitée en effet, dès que la longueur de la conduite est assez grande, on arrive à des poids de volant énormes.

Pour cette raison la solution du volant d'inertie ne sera pas retenue.



### D/ CLAPET ANTI-RETOUR

Ce dispositif consiste en un clapet qui, par l'effet du fluide en mouvement s'ouvre dans le sens de pulsion du fluide et se ferme au moment où cesse le mouvement du fluide.

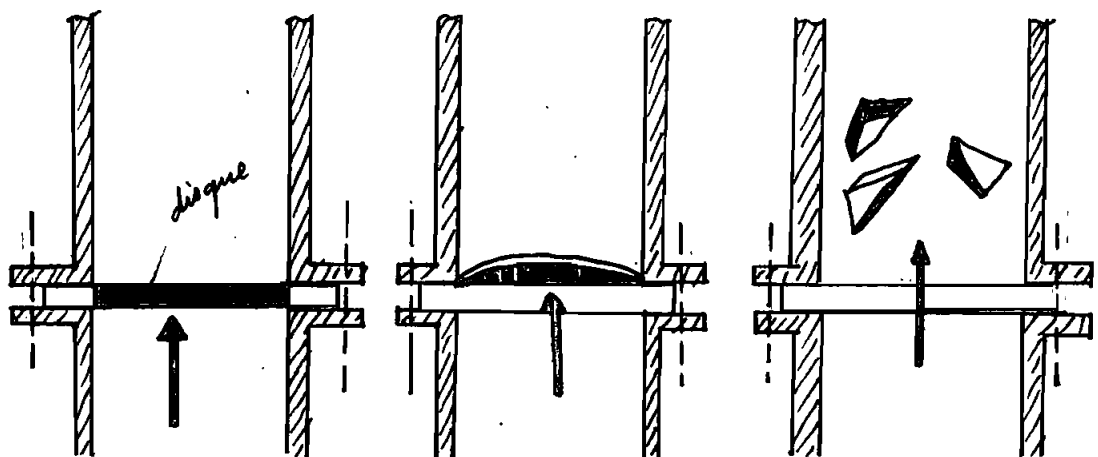


Le clapet permet d'empêcher le passage de l'onde de choc. Le clapet anti-retour a un inconvénient majeur. En effet le clapet peut produire des surpressions directes dans la section supérieure du fluide. Ce danger est réel et c'est pourquoi le clapet anti-retour ne sera retenu comme système de protection.

## E/ DISQUE DE SECURITE ou PLAQUE ANTI-BELIER

### principe

Si une surpression ou une dépression dangereuse se produit, le disque de sécurité en limite la valeur à un niveau calibré comme un fusible limite l'intensité à une valeur donnée. Le disque de sécurité éclate donc pour laisser passer un certain débit.



fonctionnement normal

début d'éclatement

éclatement

Le disque de sécurité est d'emploi très simple et ne nécessite pas de contrôle après l'installation pour ces raisons il sera retenu comme solution.

## a/ ETUDE DU DISQUE DE SECURITE

### 1/ matériaux

Il existe sur le marché des disques qui sont déjà fabriqués et qui sont faits en graphite imprégné. Les pressions d'éclatement des disques sont standardisées et le problème consistera à faire un choix en fonction des conditions particulières de service. Les disques sont agréés officiellement comme organes de sécurité.

### 2/ choix d'un disque de sécurité

Pour déterminer un disque de sécurité, il faut connaître

- la pression effective d'éclatement (PEE)
- la température de service
- le diamètre actif
- les conditions de depression.

#### 2.1 Influence de la température sur la pression effective d'éclatement

Les disques de sécurité en graphite sont étalonnés à 25°C.

Lorsque la température de service est supérieure à 25°C la PEE diminue légèrement dans des proportions données par des courbes.

La température de service sera prise égale à 40°C, valeur raisonnable pour la zone de Taïba.

La courbe de variation de la PEE en fonction de la température nous indique un rapport de proportionnalité de 99%. Ainsi la PEE à 40°C sera égale à 99% de celle indiquée à 25°C

Nous aurons donc pour une PEE de  $X$  bars relatifs à  $40^{\circ}\text{C}$   
 $\frac{X}{.99}$  bars relatifs à  $25^{\circ}\text{C}$

Les disques de sécurité sont spécifiés en bars relatifs à  $25^{\circ}\text{C}$ .

### 2.2 la pression effective d'éclatement

La pression maximum relevée au niveau du transport hydraulique est 14 bars. La PEE standardisée la plus proche est 15 bars en bars relatifs nous aurons à  $40^{\circ}\text{C}$

$$\frac{15}{.99} = 15.15 \text{ bars relatifs à } 25^{\circ}\text{C}$$

Nous choisirons une PEE standard de 15 bars relatifs

$$\text{PEE} = 15 \text{ bars relatifs}$$

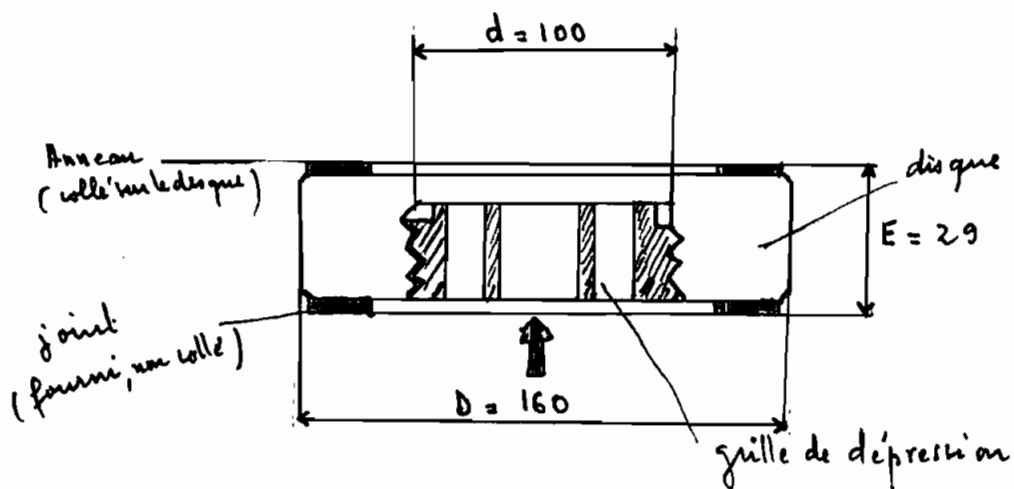
### 2.3 le diamètre actif

C'est le diamètre de la partie qui est en contact avec le fluide. Les diamètres actifs sont standardisés. Les diamètres actifs recommandés pour une PEE de 15 bars sont 25mm, 50mm, 80mm, 100mm. Notre tuyauterie ayant un diamètre intérieur de 400mm, on va choisir un diamètre actif de 100mm.

### 2.3 Les conditions de dépression

Les calculs montrent une dépression qui peut être inférieure à la tension de vapeur du fluide et qui par conséquent peut entraîner une cavitation dangereuse à plus d'un titre.

Les disques de sécurité peuvent être livrés avec des grilles de dépression, on choisira donc cet option.



$d$  = diamètre actif

$D$  = diamètre extérieur

$E$  = épaisseur

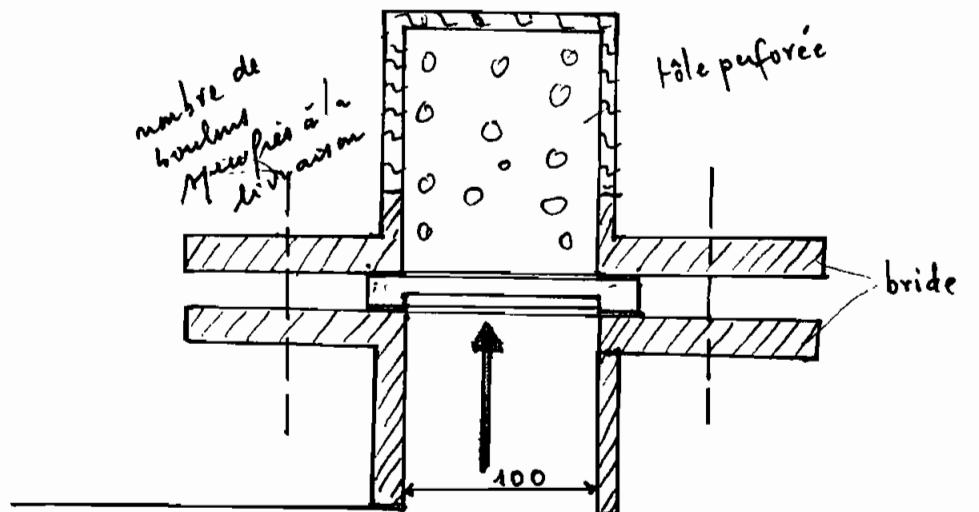
### 3/ Installation

Pour l'installation il faut interposer le disque avec leur anneau et joint entre deux brides de tuyauterie.

Une notice détaillée de mise en place est jointe à chaque livraison.

Pour arrêter les éclats provoqués par la rupture du disque, il est utile de prévoir en aval un dispositif convenable (tôle perforée treillis métallique). La surface des perforations doit au moins être égale à deux fois la section de passage du disque.

Pour installer les disques par le transport hydraulique, il faudra faire un autre piquage, le piquage existant (diamètre 400 mm) étant trop grand pour le disque choisi.



#### 4/ Recommandations

- Utiliser des brides à faces planes.
- Vérifier que les brides soient parfaitement propres et planes.
- Centrer les joints sur le disque afin de répartir uniformément le serrage.
- S'assurer du sens de montage du disque pour que la pression s'exerce dans le sens convenable.
- Appliquer les valeurs des couples de serrage indiqués.
- Serrer régulièrement, progressivement et en agissant en croix sur les boulons.

#### 5/ Emplacement des disques

Les disques seront montés en aval et en avant de chaque pompe relais. Ils seront placés à l'emplacement actuel du piquage existant près des pompes relais. Pour ce faire il faudra changer les brides avec des brides de diamètre intérieur de 100mm.

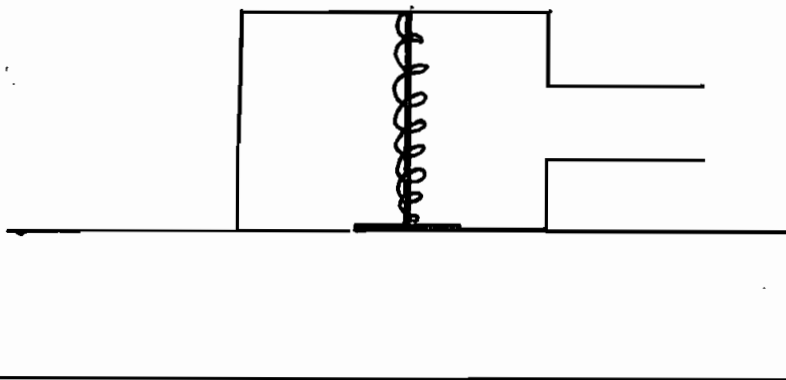
## F/SOUPAPE ANTI-BELIER

### principe

La soupape anti-bélier permet automatiquement l'échappement d'un certain débit quand la pression dépasse une limite déterminée.

Si elle est intercalée dans la tuyauterie, elle limitera la transmission de la surpression à la section inférieure descendante, à la pression prédéterminée.

### schéma de fonctionnement



Un ressort qui par sa compression, obture, en exploitation normale, un orifice placé sur la conduite au point à protéger, c'est à dire où la surpression à craindre est maximale et libre, le cas échéant, le débit de retour de la conduite correspondant à la valeur de la surpression admissible.

Les avantages de la soupape anti-bélier par rapport aux autres systèmes de protection sont réels.

C'est un système de protection simple, réutilisable et qui résiste à la présence de pilettes et d'argile dans la pulpe



C'est pour ces raisons que la solution de la soupape anti-bélier sera retenue.

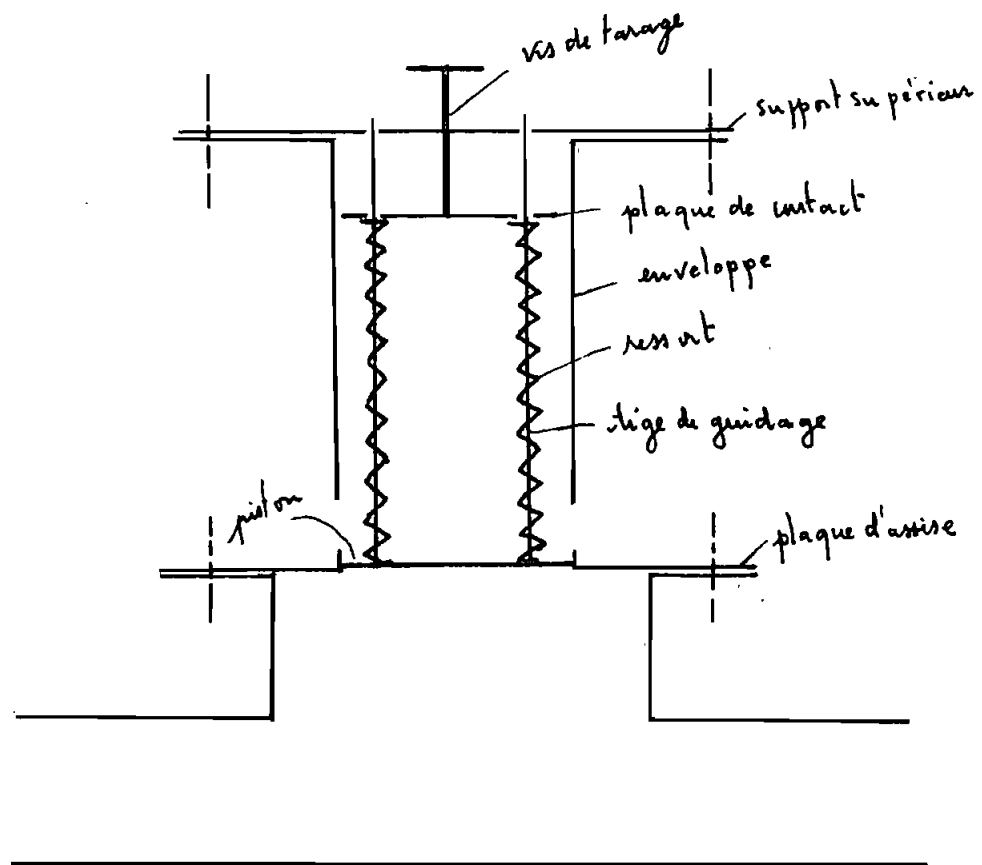
Cependant il y'a lieu de souligner que la soupape n'a pas d'effet sur la dépression que l'arrêt peut créer.

Un système de protection contre la dépression sera étudié.

La surpression étant maximale auprès des pompes, une soupape sera placée à l'amont et à l'aval des pompes relais.

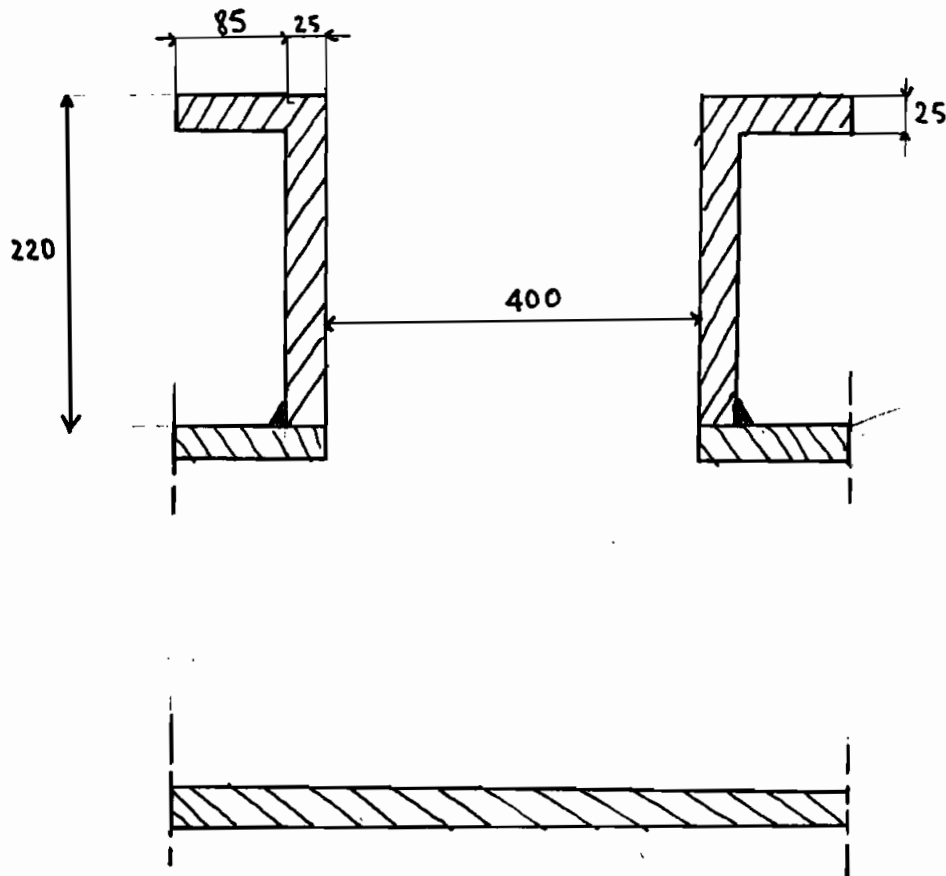
Les piquages disponibles auprès des pompes seront utilisés pour l'emplacement des soupapes.

Les soupapes seront montées verticalement sur la conduite selon le schéma suivant :



### EMPLACEMENT DE LA SOUPE

Les piquages disponibles auprès des pompes seront utilisés pour l'emplacement des soupapes.



### PRESSION D'ÉCHAPPEMENT

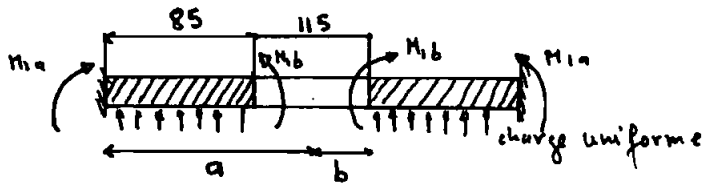
La pression maximum relévé par le transport hydraulique est 14 bars. l'échappement devra se faire à environ 15% de cette pression soit 16 bars

Nous nous proposons de dimensionner les différentes composantes de la soupape

### A/ DIMENSIONNEMENT DE LA PLAQUE D'ASSISE

#### 1/ matériau

on prendra de l'acier inoxydable comme matériau, la plaque étant très corrodif. on choisit de l'acier S 30400



Le problème est un cas de déformation d'une plaque circulaire percée d'un trou en son centre et chargée symétriquement

La contrainte maximum est donnée par la formule :

$$\sigma_{\max} = K \frac{q a^2}{e^2}$$

K : coefficient qui dépend des conditions de fixation, dans notre

cas  $K = 0,82$

q : pression qui s'exerce sur la plaque

a : rayon de la plaque

e : épaisseur de la plaque

l'épaisseur e vaut donc :

$$e = \sqrt{\frac{K q a^2}{\sigma_{\max}}}$$

La plaque sera surdimensionnée ceci pour tenir compte de l'usure par frottement de la plaque au cours de son fonctionnement. on prendra une pression de 20 bars pour le dimensionnement.

Pour un facteur de sécurité de 1.5 on trouve une épaisseur de

$$e = \sqrt{\frac{1.5 \times 482 \times 200^2 \text{ mm}^2 \times 20 \text{ kgf/cm}^2}{98 \text{ kgf/mm}^2}} = 7.7 \text{ mm}$$

la limite d'élasticité de l'acier S 30100 est égale à  $98 \text{ kgf/mm}^2$

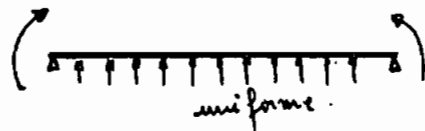
Nous retenons donc pour la plaque de contact :

Matériau	S 30100
épaisseur	7.7 mm

## B/ DIMENSIONNEMENT DU PISTON

### 1/ choix du matériau

Il importe de réduire à l'extrême l'inertie du piston. l'Aluminium matériau léger sera retenu. on choisit A 03550-T6



Le cas est semblable à une plaque circulaire, simplement appuyée

La contrainte, maximum au centre est donnée par la formule

$$\sigma_{\max} = \frac{3(3+\mu)}{8} \frac{q a^2}{e^2}$$

$\mu$  = coefficient de poisson (.34 pour l'aluminium)

$a$  = rayon de la plaque

$e$  = épaisseur de la plaque

$q$  = pression qui s'exerce sur la plaque.

Le rayon de la plaque est de 115mm conformément à la fig

Pour un facteur de sécurité de 1.2 (pour réduire le poids) et pour une pression de 20 bars on trouve :

$$e = \sqrt{\frac{3(3+0.34) \times (20 \times 10^2 \text{ kgf/mm}^2) \times 115^2 \text{ mm}^2 \times 1.2}{8 \times 17.5 \text{ kgf/mm}^2}} = 15 \text{ mm}$$

la limite d'élasticité de A-03550-T6 étant de 17.5 kgf/mm<sup>2</sup>

## C/DIMENSIONNEMENT DU RESSORT

### 1/ matériaux

le matériau ne doit pas être corrosif. l'acier cadmié qui est le matériau standard des ressorts de soupape sera choisi.

### 2/ détermination des dimensions

Soit  $d$  le diamètre des enroulements

$D$  le diamètre moyen

$H_0$  la hauteur libre du ressort

$p_0$  : pas à vide du ressort

#### • bouts du ressort

les bouts seront équarris et meulés pour permettre au ressort d'avoir une bonne assise.

Pour les ressorts de soupape les proportions suivantes sont recommandées :

$$\begin{cases} x = D/d > 4 \\ H_0 > 5D + 2d \quad (\text{pour bouts équarris et meulés}) \\ p_0 \approx D/3 \end{cases}$$

on se fixe un diamètre nominal des enroulements de 18 mm et un rapport  $x = D/d = 5$

$$d = 18 \text{ mm} \rightarrow D = 18 \text{ mm} \times 5 = 90 \text{ mm}$$

$$H_0 = 6D + 2d = 6 \times 90 + 2 \times 18 = 576 \text{ mm}$$

$$p_0 = \frac{90 \text{ mm}}{3} = 30 \text{ mm}$$

- Nombre d'enroulements totaux  $N_T$

$$N_T = \frac{H_0 - 2d}{p_0} + 2 = \frac{576 - 2 \times 18 \text{ mm}}{30} + 2 = 20$$

- Nombre d'enroulements effectifs  $N$

$$N = N_T - 2 = 20 - 2 = 18$$

- Longueur d'rase'  $L_e$

$$L_e = d N_T = 18 \times 20 = 360 \text{ mm}$$

- Constante de torsion

$$K = \frac{d G}{8 \times 10^3 N}$$

$$G = 280 \text{ GPa} \quad \text{acier cadmie}$$

$$K = \frac{18 \times 10^{-3} \text{ m} \times 280 \times 10^9 \text{ N/m}^2}{8 \times 10^3 \times 18} = 280000 \text{ N/m}$$

la force qui sera appliquée sur le piston sera de

$$F = P \times S = 16 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times \frac{(23 \text{ mm})^2}{4} \times \pi = 66476 \text{ N}$$

Cette force étant relativement élevée on va choisir 2 ressorts

la force reprise par chaque ressort sera de

$$F' = F/2 = \frac{66476 \text{ N}}{2} = 33238 \text{ N}$$

l'affaissement pour cette force sera de

$$Y = \frac{F'}{K} = \frac{33238 \text{ N}}{280000 \text{ N/m}} = 118.7 \text{ mm}$$

la déflexion maximum est de  $H_0 - L_e$

$$Y_{\text{max}} = 576 - 360 = 216 \text{ mm}$$

en position fermée (pression  $< 16 \text{ bars}$ ) la longueur du ressort sera de  $576 - 118.7 \text{ mm} = 457.3 \text{ mm}$

La course maximum de la soupape est de :

$$457.3 - 360 = 97.3 \text{ mm}$$

### CALCUL DE VERIFICATION

• calcul de la contrainte induite  $\tau$

$$\tau = k_s \frac{d G \gamma}{\pi D^2 N}$$

$$k_s : \text{facteur de correction} = 1 + \frac{.5}{\lambda} = 1 + \frac{.5}{5} = 1.1$$

$\gamma$  : deflexion correspondant à la longueur écrasée

$$\gamma = H_0 - L_c = 576 - 360 = 216 \text{ mm}$$

$G$  : module de rigidité de torsion du ressort = 280 GPa

$N$  : nombre enroulements effectifs = 18

$$\tau = 1.1 \times \frac{18 \cdot 10^{-3} \times 280 \cdot 10^9 \times .216}{\pi \cdot .09^2 \times 18} = 2614.4 \text{ MPa}$$

• contrainte permise  $S_{sy}$

la résistance à la rupture du ressort est de 18500 MPa =  $S_{ut}$

Soit  $S_y$  la résistance à l'écoulement du ressort.  $S_y$  est calculé de façon approximative par

$$S_y = .75 S_{ut}$$

En appliquant la théorie de l'énergie de distorsion, on obtient la limite d'écoulement en cisaillement par

$$S_{sy} = .577 S_y$$

$$\Rightarrow S_{sy} = .75 \times .577 S_{ut}$$

$$S_{sy} = .75 \times .577 \times 18500 = 8005.8 \text{ MPa}$$

Conclusion :  $\tau < S_{sy} \Rightarrow$  il n'y aura pas de déformation permanente à l'écrasement.



## VIE DU RESSORT ET FACTEUR de SECURITE

$$F_{\max} = K y_{\max} \quad y_{\max} = 576 - 118.7 = 457.3 \text{ mm}$$

$$F_{\min} = K y_{\min} \quad y_{\min} = 360 \text{ mm}$$

$$F_{\max} = 280000 \frac{\text{N}}{\text{m}} \times 457.3 \times 10^{-3} \text{ m} = 128044 \text{ N}$$

$$F_{\min} = 280000 \frac{\text{N}}{\text{m}} \times 360 \times 10^{-3} \text{ m} = 100800 \text{ N}$$

Soit  $F_a$  la force complètement renversée

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} = \frac{128044 \text{ N} - 100800 \text{ N}}{2} = 13622 \text{ N}$$

$F_m$  : force moyenne

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} = \frac{128044 + 100800}{2} = 114422 \text{ N}$$

Les contraintes de cisaillement seront exprimées en une contrainte moyenne  $\tau_m$  et une contrainte complètement renversée d'amplitude de  $\tau_a$

$$\tau_m = K_s \frac{8 F_m D}{\pi d^3}$$

$K_s$  : facteur de service = 1.1

$$\tau_m = \frac{1.1 \times 8 \times 114422 \text{ N} \times 0.09 \text{ m}}{\pi \times (0.018 \text{ m})^3} = 4946.15 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{K \cdot 8 F_a D}{\pi d^3}$$

$K$  : facteur de Wahl  $K = \frac{4x-1}{4x-4} + \frac{.615}{x}$

$$K = \frac{4 \times 5 - 1}{4 \times 5 - 4} + \frac{.615}{5} = 1.31$$

$$\tau_a = \frac{1.31 \times 8 \times 13622 \text{ N} \times 0.09 \text{ m}}{\pi \times (0.018 \text{ m})^3} = 701.25 \text{ MPa}$$

• Limite d'endurance  $S'_{se}$

$$S'_{se} = 1400 \text{ MPa}$$

$$S_{se} = K_c K_d K_f S'_e$$

$K_c$  : facteur de fiabilité ; pour une fiabilité de 99%  $K_c = .814$

$K_d$  : facteur de température  $K_d = 1$  si  $T \leq 71^\circ C$

$K_f$  : facteur qui tient compte des autres influences  $k_f = .8$  pour tenir compte des influences diverses

$$S_{se} = .814 \times 1 \times .8 \times 1400 \text{ MPa} = 911.68 \text{ MPa}$$

facteur de sécurité F.S

$$F.S_1 = \frac{S_{se}}{\bar{\sigma}_a} = \frac{911.68}{701.25} = 1.3$$

$$F.S_2 = \frac{S_{sy}}{\bar{\sigma}_a + \bar{\sigma}_m} = \frac{8005.8}{701.25 + 4946.15} = 1.41$$

$$FS = \min(FS_1, FS_2) = 1.3$$

Le facteur de sécurité du ressort est de 1.3 pour une vie infinie

flambage

Les ressorts seront enroulés autour de tubes qui éviteront le flambage.

### RECAPITULATIF

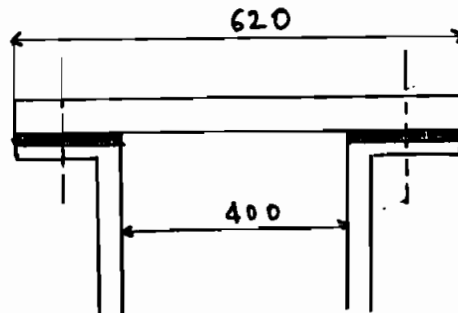
ressort en acier cadmié

$$d = 18 \text{ mm}, \quad D = 90 \text{ mm}, \quad p = 30 \text{ mm}$$

bouts équerés et peulés

$$H_0 = 576 \text{ mm}, \quad N_T = 20, \quad N = 18$$

### E/FIXATION DE LA PLAQUE D'ASSISE SUR LA BRIDE



L'étanchéité doit être assurée quand la pression sur le joint atteint 20 bars

On se fixe un facteur de sécurité de 2.7

La surface du joint est  $A_j = \frac{\pi}{4} (620^2 - 400^2) = 176243.34 \text{ mm}^2$

$$F_E = A_j P_j = 176243.34 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \times 20 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 352486.68 \text{ N}$$

on choisit une vis M24x3 classe 8.8 ; nous avons les caractéristiques suivantes :

surface de tension  $A_t = 353 \text{ mm}^2$

limite d'élasticité  $S_p = 600 \text{ MPa}$

résistance ultime  $S_y = 830 \text{ MPa}$

la force maximum qu'on peut développer sur une vis  $F_{\text{max}}$  :

$$F_{\text{max}} = A_t S_y = 353 \times 830 = 292990 \text{ N}$$

la force admissible  $F_{\text{adm}} = \frac{F_{\text{max}}}{F.S.}$  ; F.S. = facteur de sécurité

$$F_{\text{adm}} = \frac{292990}{2.7} = 108514.8 \text{ N}$$

le nombre de vis  $i = \frac{F_E}{F_{\text{adm}}} = \frac{352486.68}{108514.8} = 3.24$

on aura donc 4 vis M24x3

• Couple de serrage

la précharge recommandée est  $F_i = .9 \times S_p \times A_t$

$$F_i = .9 \times 600 \times 353 = 190620 \text{ N}$$

Le couple de serrage T:

$$T = .2 \times F_i \times d$$

$$T = .2 \times 190620 \times (.024) = 915 \text{ N.m}$$

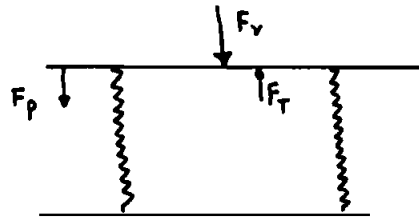
4 Vis M24x3 classe 8.8

$$T = 915 \text{ N.m}$$

• joint

des catalogues montrent qu'un joint en caoutchouc entaillé  
nomenclature 13 26 085 convient

## F/CALCUL DE LA VIS DE TARAGE



la force qui s'applique sur le ressort pour une pression de 16 bars est égale à

$$F_T = P \times S = 16 \frac{10^5 \text{ N}}{\text{m}^2} \times \frac{\pi}{4} \times 230^2 \text{ m}^2 = 65476 \text{ N}$$

la force appliquée par la plaque de contact  $F_p$  est égale à

$$F_p = mg = 4.65 \text{ kg} \times 9.81 = 45.61 \text{ N}$$

la force que la vis devra transmettre vaut :

$$F_v = F_T - F_p = 65476 - 45.61 = 65430.4 \text{ N}$$

### • Matériaux

1/ Vis : Acier UNS G 10100 laminé à chaud  
la résistance à l'écoulement  $S_y = 180 \text{ MPa}$

2/ écrou : Fonte ASTM 40

• Filets : filets simples trapézoïdaux symétriques (ISO)  
angle d'hélice  $\alpha = 30^\circ$

### • Calcul de la vis

le diamètre  $d_r$  est donné par la formule,  $d_r = \phi$  à la racine

$$d_r = \sqrt{\frac{4 F_v S}{S_y}}$$

on se fixe un facteur de sécurité de 1.8

$$\Rightarrow d_r = \left( \frac{4 \times 66430.4 \times 1.8}{\pi \times 180} \right)^{1/2} = 29 \text{ mm}$$

on choisit un diamètre normalisé

$$\begin{cases} d = 40 \text{ mm} \\ \text{Pas} = 6 \text{ mm} \end{cases}$$

Le diamètre à la racine  $d_r$  vaut pour 1 diamètre  $d = 40 \text{ mm}$

$$d_r = d - 2(.5P + a_c)$$

$$d_r = 40 - 2(.5 \times 6 + .5) = 33 \text{ mm}$$

Le diamètre moyen  $d_m$  vaut :

$$d_m = d - .5P = 40 - .5 \times 6 = 37 \text{ mm}$$

. frottement avec érou

le coefficient de frottement  $\mu = .13$  (matériau à usinage moyen, lubrification moyenne)

Pour un filet simple l'avance par tour  $L_a$  vaut :

$$L_a = P = 6 \text{ mm}$$

$$\frac{L_a}{\pi d_m} = \frac{6}{\pi \times 37} = .0516$$

$$\mu \sec d = \frac{.13}{\tan 30} = .15$$

$$\frac{L_a}{\pi d_m} < \mu \sec d \Rightarrow \underline{\text{la vis est autobloquante}}$$

. Calcul du couple nécessaire pour actionner la vis

Le couple nécessaire pour la descente  $T_D$  égale

$$T_D = F \frac{d_m}{2} \left( \frac{\pi \mu d_m \sec d - L_a}{\pi d_m + \mu L_a \sec d} \right)$$

$$T_D = 66430.4 \times \frac{37}{2} \left( \frac{\pi \times .13 \times 37 \times \sec 30^\circ \cdot 6}{\pi \times 37 + .13 \times 6 \sec 30^\circ} \right) = 120 \text{ N.m}$$

Le couple nécessaire pour la montée  $T_H$

$$T_H = \frac{F d_m}{2} \left( \frac{L a + \pi \mu d_m \sec \alpha}{\pi d_m - \mu L a \sec \alpha} \right)$$

$$T_H = 66430.4 \times \frac{37}{2} \left( \frac{6 + \pi \times .13 \times 37 \sec 30^\circ}{\pi \times 37 - .13 \times 6 \sec 30^\circ} \right) = 249.74 \text{ N.m}$$

• frottement au collier  $T_c$

$$T_c = \frac{F \mu_c d_c}{2}$$

$\mu_c = .09$  (acier dur/fonte, chargement dynamique)

$d_c =$  diamètre section critique

$$d_c = d_r = d - P - 2a_c \quad (a_c = .5)$$

$$d_c = 40 - 6 - 2 \times .5 = 33 \text{ mm}$$

$$T_c = \frac{1}{2} 66430.4 \times .09 \times 33 = 98.65 \text{ N.m}$$

COUPLE TOTAL : T

$$T = T_H + T_c$$

$$T = 249.74 + 98.65 = 348.39$$

• CALCUL DES CONTRAINTES

1) contraintes de compression  $\sigma_A$

$$\sigma_A = \frac{4F}{\pi d_r^2} = \frac{4 \times 66430.4}{\pi \times 33^2} = 77.67 \text{ MPa}$$

2) contraintes de torsion  $\tau$

$$\tau = \frac{16 T M}{\pi d_r^3} = \frac{16 \times 249.74 \times 10^3 \text{ N.m}}{\pi \times 33^3 \text{ mm}^3} = 35.39 \text{ MPa}$$

facteur de sécurité F.S

$$F.S = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma_A^2 + 3\tau^2}}$$

$$F.S = \frac{180}{\sqrt{(77.67)^2 + 3 \times 35.39^2}} = 1.82$$

FLAMBAGE

on suppose  $\frac{L}{K} \gg \sqrt{\frac{2 C \pi^2 E}{S_y}}$  (1)

L : longueur de la vis entre les supports

K : rayon de gyration à la racine  $K = \sqrt{\frac{I_r}{A_r}}$  (2)

C : facteur qui tient compte du montage (.25 dans notre cas)

E : module d'élasticité de la vis = 190 GPa

$$A_r = \frac{\pi d_r^2}{4}$$

$$\frac{P_{cr}}{A_r} = \frac{C \pi^2 E}{(4L/d_r)^2} = \frac{4 P_{cr}}{\pi d_r^2}$$

$P_{cr}$  étant la force critique à ne pas atteindre

$$F = P_{cr} \Rightarrow L = \left( \frac{C \pi^2 E A_r d_r^2}{16 \times F} \right)^{1/2} = \left( \frac{C \pi^2 E d_r^4}{64 \times F} \right)^{1/2}$$

$$\Rightarrow L = \left( \frac{.25 \times \pi^2 \times 190000}{64 \times 30.4 \times 64} \right)^{1/2} \times 33^2 = 640.95 \text{ mm}$$

$$\sqrt{\frac{2 C \pi^2 E}{S_y}} = \sqrt{\frac{2 \times .25 \times \pi^2 \times 190000}{180}} = 72.17$$

$$(1) \text{ et } (2) \Rightarrow K = \left( \frac{\pi d_r^4}{64} \times \frac{4}{\pi d_r^2} \right)^{1/2} = \frac{d_r}{4}$$



$$\frac{L}{K} = \frac{L \times 4}{d_r} = \frac{640.95 \times 4}{33} = 77.69$$

on a donc  $\frac{L}{K} > \sqrt{\frac{2C\pi^2 E}{S_y}} = 72.17$

D'après le critère d'Euler la longueur critique  $L_{cr} = 640.95 \text{ mm}$   
on va utiliser la formule de Johnson pour déterminer la longueur critique

critère de Johnson:

$$\frac{L}{K} = \left[ \left( 1 - \frac{P_{cr}}{A_r S_y} \right) \times \frac{4\pi^2 C E}{S_y} \right]^{1/2}$$

pour  $P_{cr} = F$

$$\left[ \left( 1 - \frac{P_{cr}}{A_r S_y} \right) \times \frac{4\pi^2 C E}{S_y} \right]^{1/2} = \left[ \left( 1 - \frac{66430}{855.3 \times 180} \right) \times \frac{4\pi^2 \times 25 \times 190000}{180} \right]^{1/2}$$

$$= 76.95$$

$$\sqrt{\frac{2C\pi^2 E}{S_y}} = \sqrt{\frac{2 \times 25 \times \pi^2 \times 190000}{180}} = 72.17$$

on a donc  $\frac{L}{K} \neq \sqrt{\frac{2C\pi^2 E}{S_y}}$

la longueur critique de flambage est donc donnée par la formule d'Euler  $L_{cr} = 640.95 \text{ mm}$

### CALCUL DE L'ECROU

la longueur  $L$  de l'écrou doit être inférieure à  $1.5d$

l'écrou est constitué de fonte ASTM 40

la résistance ultime  $S_{ut}$  de la fonte ASTM 40 = 293 MPa

on va calculer la longueur nécessaire de l'écrou  $L_{ev}$  suivant 3 critères:

1<sup>o</sup> critère : Filets de la vis

$$L_{ev} = n p = \frac{P.F.F.S}{.577 S_y \pi d_r H_1}$$

$n$  : nombre de filets recouverts par l'érou

$p$  : pas

$F.S$  : facteur de sécurité = 1.82

$H_1$  : épaisseur du filet à la racine

$$H_1 = .5 p = .5 \times 6 = 3 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow L_{ev} = \frac{6 \times 66430.4 \times 1.82}{.577 \times 180 \times \pi \times 33 \times 3} = 22.457 \text{ mm}$$

2<sup>o</sup> critère : filets de l'érou

$$L_{ec} = n p = \frac{P.F.F.S}{S_{ut} \pi d h_2}$$

$h_2 = H_1$  (matériau fragile)

$$L_{ec} = \frac{6 \times 66430.4 \times 1.82}{293 \times \pi \times 40 \times 3} = 6.56 \text{ mm}$$

3<sup>o</sup> critère : usure

$$L_{eu} = \frac{4 P F}{\pi (d^2 - d_r^2) S_p}$$

$S_p = 15 \text{ MPa}$  pour vis en acier et érou en fonte

$$L_{eu} = \frac{4 \times 6 \times 66430.4}{\pi (40^2 - 33^2) \times 15} = 66.2 \text{ mm}$$

$$1.5 d = 1.5 \times 40 = 60 \text{ mm}$$

$$L_e = \max(L_{ev}, L_{ec}, L_{eu}) = 66.2 \text{ mm}$$

$L_e > 1.5d$  on a un écrou trop long.

on choisit de changer le matériau de l'écrou, on va prendre le bronze

on prend du bronze à haute résistance

$$S_y = 160 \text{ MPa}$$

on recalcule la longueur de l'écrou

$$\bullet L_{ev} = \frac{6 \times 66430.4 \times 1.82}{.577 \times 160 \times \pi \times 33 \times 3} = 25.26 \text{ mm}$$

$\bullet L_{ec}$  pour le bronze (matériau ductile)  $L_{ec}$  est égale à

$$L_{ec} = \frac{P F F S}{.577 S_y \pi d h}$$

$$L_{ec} = \frac{6 \times 66430.4 \times 1.82}{.577 \times 160 \times \pi \times 40 \times 3} = 20.84 \text{ mm}$$

$$\bullet L_{eu} = \frac{4 \times 6 \times 66430.4 \times 1.82}{\pi (40^2 - 33^2) \times S_p}$$

$S_p = 21 \text{ MPa}$  (base vitesse, bonne lubrification)

$$\rightarrow L_{eu} = \frac{4 \times 6 \times 66430.4}{\pi (40^2 - 33^2) \times 21} = 47.3 \text{ mm}$$

$$L_{eu} = n p \Rightarrow n = \frac{L_{eu}}{p} = \frac{47.3}{6} = 7.88 \approx 8$$

$$L_e = \max(L_{ev}, L_{ec}, L_{eu}) = \max(25.26, 20.84, 47.3) = 47.3$$

on a donc :

$$\left| \begin{array}{l} L_e = 48 \text{ mm} \\ n = 8 \text{ filets} \end{array} \right.$$

G/RESUME DES CARACTERISTIQUES DE LA VIS DE TARAGE

VIS

Acier UNS G10100

filets simples trapézoïdaux symétriques (ISO)

angle d'hélice  $\alpha = 30^\circ$

Pas = 6mm

$d = 40\text{mm}$

$d_r = 33\text{mm}$

Couple nécessaire pour activer la vis  $T = 348.39\text{ N.m}$

Longueur critique entre l'écrou et le collier  $L_{cr} = 640.95\text{mm}$

usinage moyen

ECROU

Bronze haute résistance

$L_e = 48\text{mm}$

$n = 8$  filets

facteur de sécurité = 1.82

la vis doit être bien lubrifiée

la vis est autobloquante

### H/TIGE DE GUIDAGE

2 tiges de guidage seront poudrées par le piston. Elles seront en aluminium ceci pour réduire l'énergie du piston.

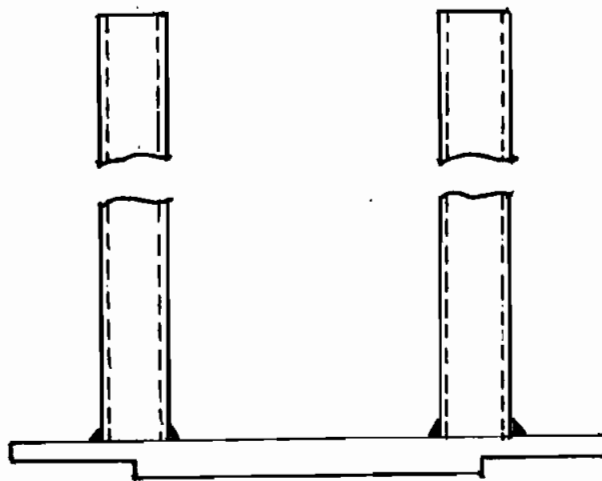
Le diamètre moyen d'un ressort étant de 90 mm, l'espace disponible pour une tige est de  $D - (d/2 + d/2) = 90 - 20 = 70 \text{ mm}$ .

On prendra une tige de diamètre 45 mm pour tenir compte du jeu.

La longueur d'une tige sera au moins égale à la hauteur totale de la pompe

L'épaisseur du tube est fixée à 3 mm, valeur qui peut être changée suivant les disponibilités, en effet la tige ne reçoit pas de charge

Schéma



## I/PROTECTION CONTRE LA DEPRESSION

Le transport hydraulique est muni d'une protection contre les dépressions. En effet des soupapes de dépression y sont installées. Ces soupapes permettent l'évacuation automatique de l'air. Un autre système de protection ne sera pas étudié.

### Conclusion sur les systèmes de protection

A la fréquence actuelle des coups de bélier, il est préférable d'adopter le disque de sécurité comme système de protection. Une soupape après un long temps de non fonctionnement a tendance à se dérégler sous l'effet du temps de la température. Par contre un disque après son installation ne nécessite aucune attention particulière. Cependant il y'a complémentarité entre la soupape et le disque. Si la fréquence des coups de bélier le justifiait, on peut placer un disque et la soupape en parallèle. Le disque n'intervenant qu'en cas de défaillance de la soupape. Le disque dans sa première phase de fonctionnement devra faire l'objet d'une attention particulière. En effet on devra déterminer le taux d'usure du disque et en déduire la périodicité de remplacement.

## VIII/CONCLUSION

Il a été établi que la valeur du coup de bélier est fonction d'un facteur temps appelé temps de fermeture. Le coup de bélier est un phénomène inévitable. Cependant on peut maintenir sa valeur entre un minimum et un maximum compatibles avec la résistance de l'installation. Certaines causes du coup de bélier sont d'origine humaine. Certaines règles de conduite doivent être observées :

- s'interdire toute manœuvre brusque
- observer une temporisation d'au minimum égale à 5 secondes à chaque variation de vitesse
- éviter autant que possible les sollicitations concentrées
- nettoyer la tuyauterie à chaque arrêt d'entretien

Il est nécessaire aussi de surveiller attentivement les systèmes de protection proposés.

Pour le disque de sécurité, il faut veiller au degré d'usure du disque

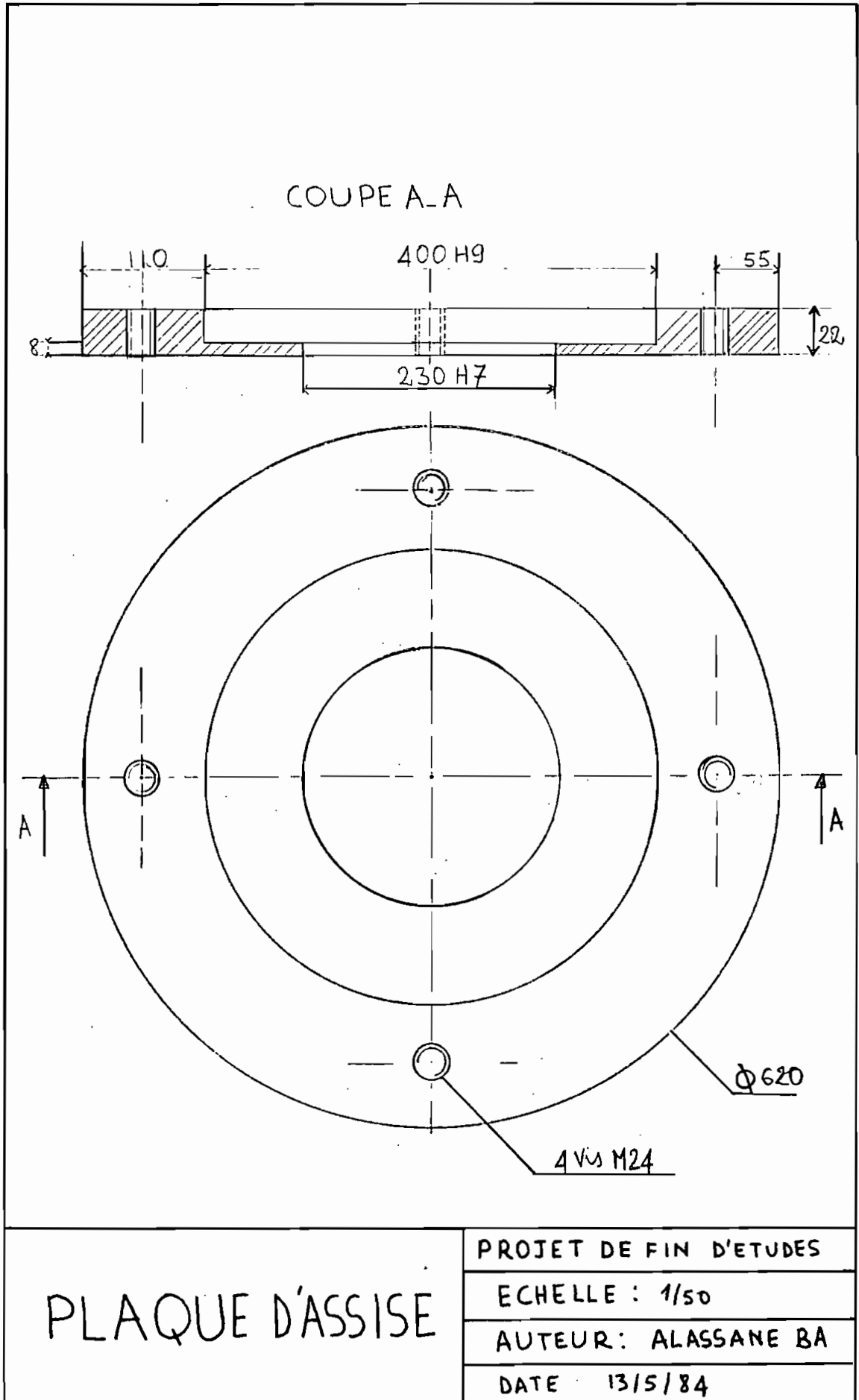
Pour la soupape il faut toujours vérifier que :

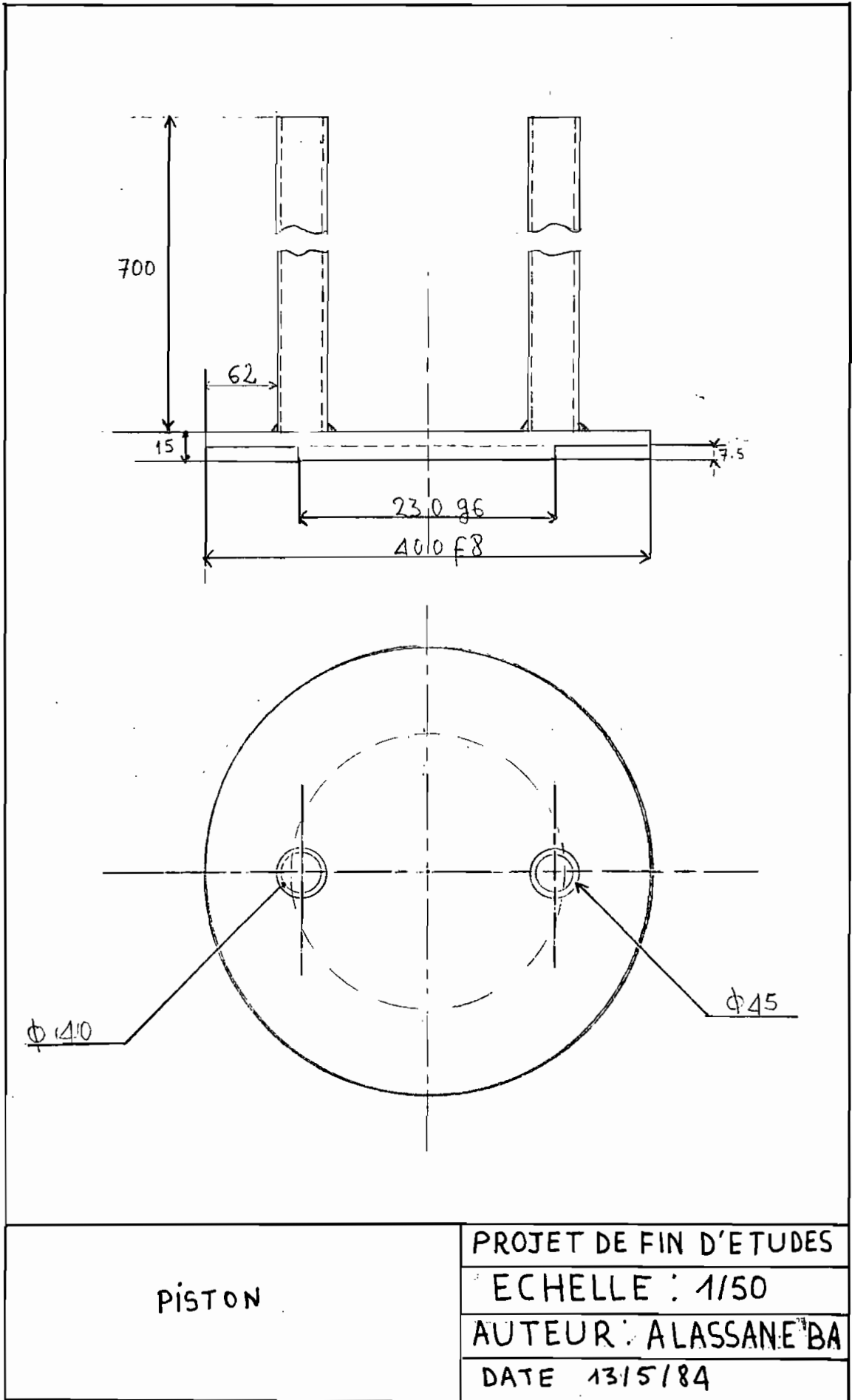
- le ressort est en bonne place
- l'étanchéité est assurée

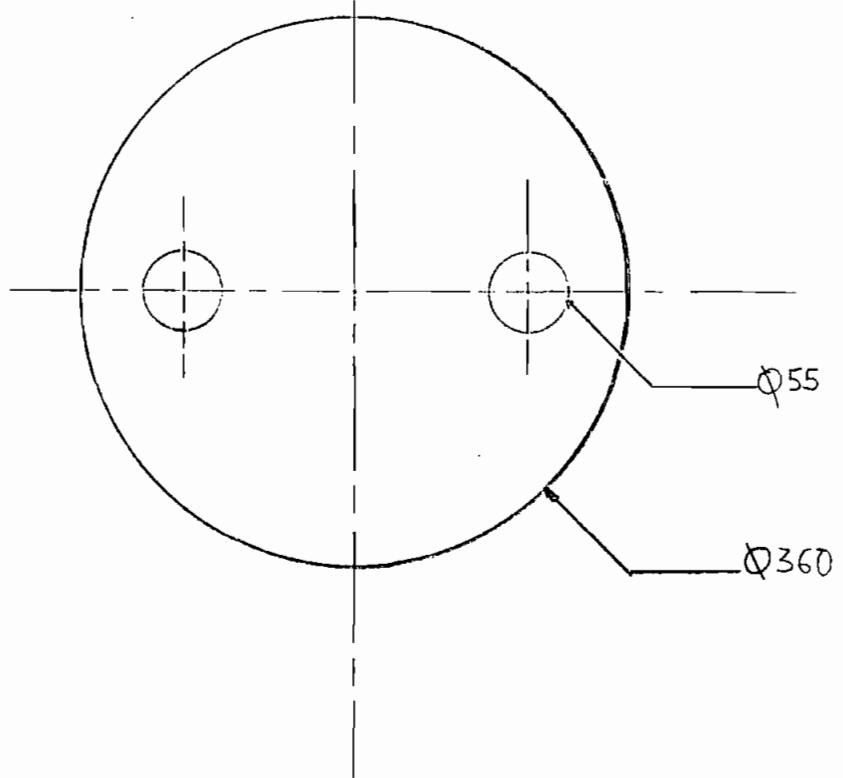
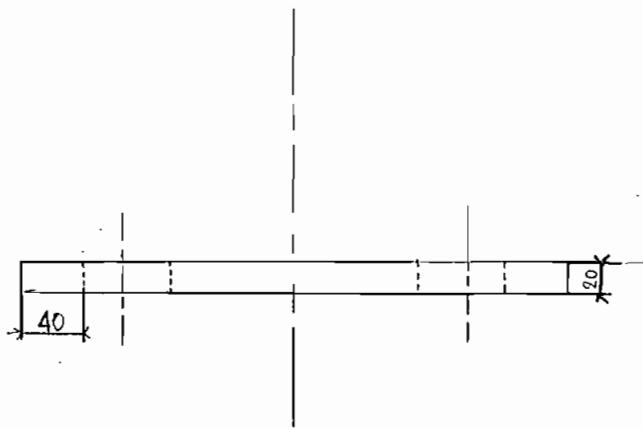
Sur le plan électrique nous proposons le remplacement de la commande directe par une télécommande.

# ANNEXES









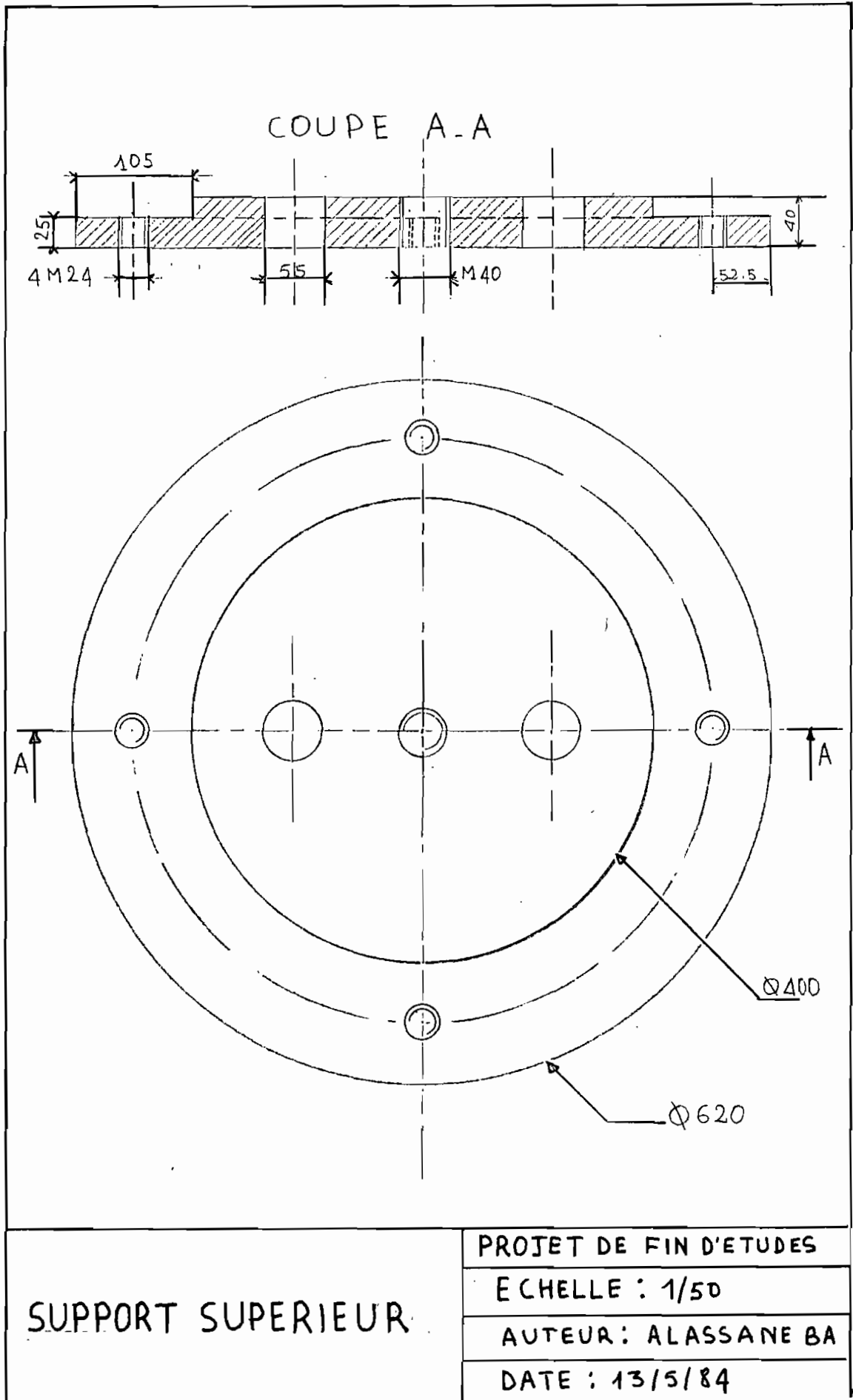
PLAQUE DE CONTACT

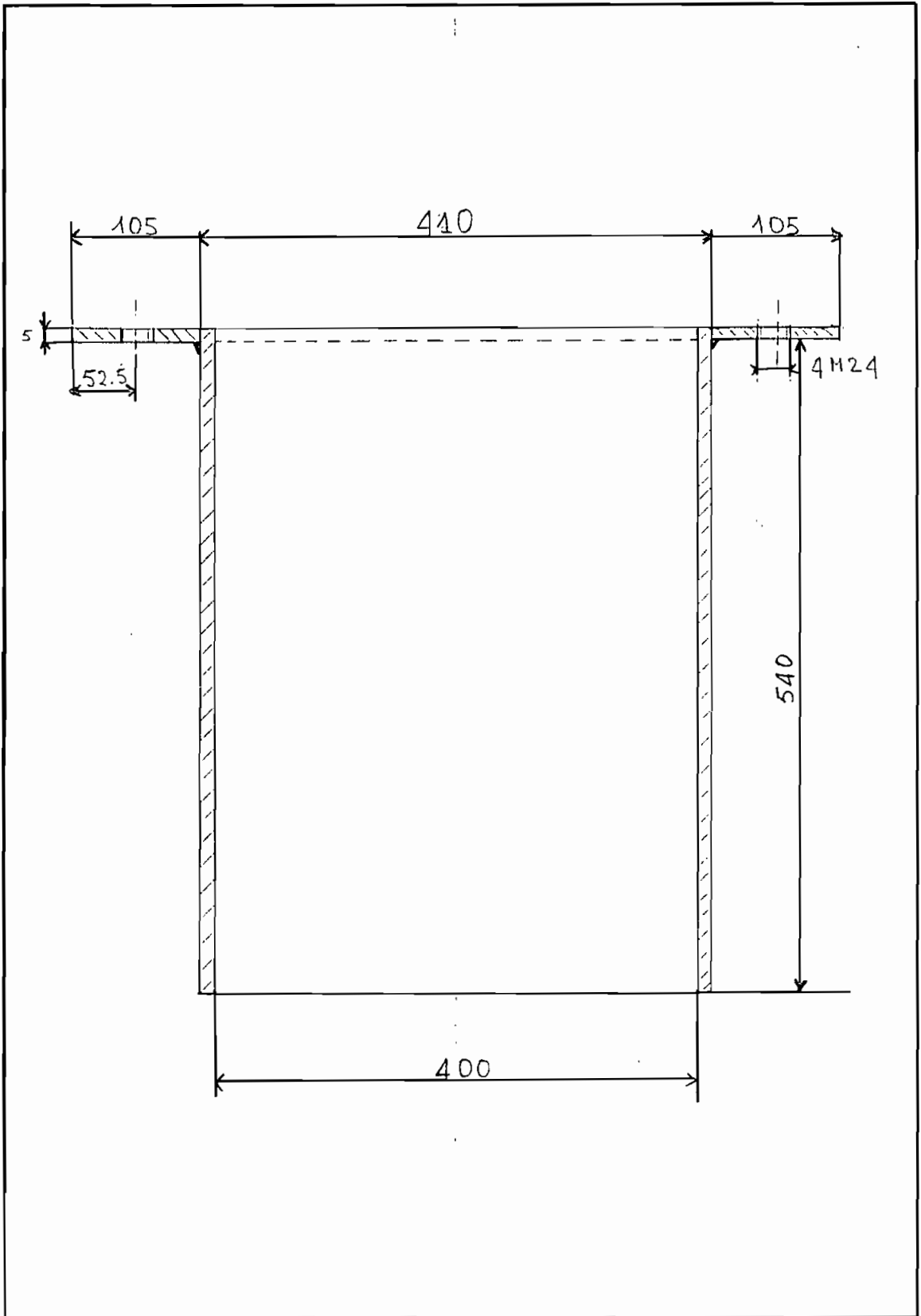
PROJET DE FIN D'ETUDES

ECHELLE : 1/50

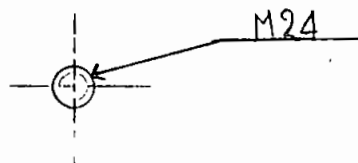
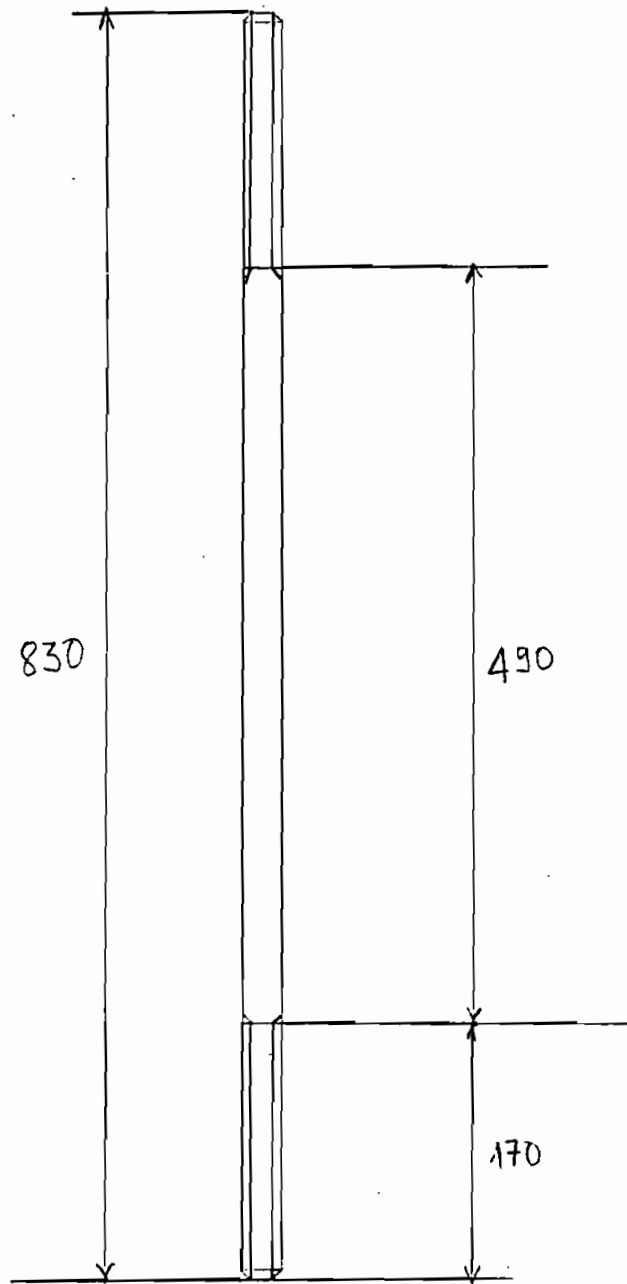
AUTEUR : ALASSANE BA

DATE : 13/5/84





ENVELOPPE	PROJET DE FIN D'ETUDES
	ECHELLE : 1/50
	AUTEUR : ALASSANE BA
	DATE : 13/5/84



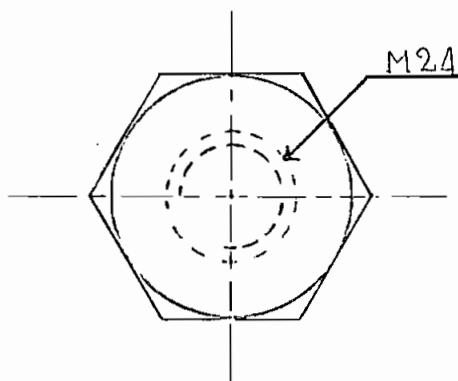
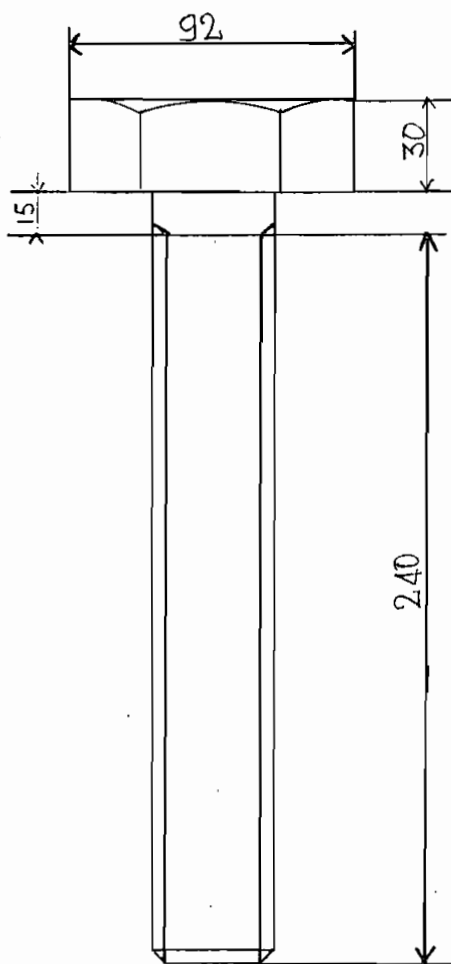
VIS DE FIXATION.

PROJET DE FIN D'ETUDES

Echelle : 1/50

AUTEUR: ALASSANE BA

DATE: 13/5/84



VIS DE TARAGE

PROJET DE FIN D'ETUDES

ECHELLE : 1/25

AUTEUR : ALASSANE BA

DATE : 13/5/84

## procédure de montage

- vérifier que les brides sont bien planes et propres
- placer le joint (caoutchouc entoilé 13 26 085)
- placer la plaque d'assise
- placer la vis de fixation
- serrer avec le couple indiqué
- placer la soupape (veiller à une bonne mise en place)
- placer les ressorts (veiller à une bonne assise)
- placer un écrou sur la partie supérieure de la vis
- placer l'enveloppe à 540 mm de la plaque d'assise (bien mesurer cette distance)
- placer la plaque supérieure
- Serrer l'ensemble avec le même couple de serrage que pour la fixation de la plaque d'assise sur la bride
- placer la vis de tarage
- appliquer le couple nécessaire
- bien vérifier la position du ressort



## BIBLIOGRAPHIE

- HYDRAULIQUE URBAINE TOME II A. DUPONT  
EYROLLES 1979
- MECANIQUE DES FLUIDES APPLIQUEE  
MICHEL HUG EYROLLES 1975
- COURS D'HYDRAULIQUE  
B. NEKRASSOV Technique Soviétique 1968
- TURBO-MACHINES HYDRAULIQUES ET THERMIQUES  
TOME I MASSON et Cie
- HYDRAULIQUE DES CONDUITES  
Alain Soude . Notes de cours université Laval
- NOTES DE COURS HYD 321.411 EPT
- NOTES DE S.A POMPES SIHI
- ELEMENTS DE MACHINES  
édition de l'école polytechnique de Montréal 1982
- RESISTANCE DES MATERIAUX TOME II  
S. TIMOSHENKO DUNOD 1968

- TECHNIQUE DE L'INGENIEUR  
éléments de machines B-5 . 1972
  
- CATALOGUE SERSEG N° 78
  
- CATALOGUE CARBONE-LORRAINE SUR LES DISQUES  
DE SECURITE
  
- CATALOGUE ETNA SUR LES SOUPAPES

**LE CARBONE - LORRAINE**

DÉPARTEMENT GENIE CHIMIQUE

TOUR MANHATTAN - CEDEX 21

F-92095 PARIS LA DEFENSE 2





FRANCE

Télex : F-630090 LCLFR  
Téléphone : (1) 773 34 56**SERVICES COMMERCIAUX**  
COMMERCIAL DEPARTMENT

VERTRIEBSABTEILUNG

BP1 • F - 54530 PAGNY-SUR-MOSELLE

FRANCE

Télex : F - 961073 LCLPY  
Téléphone : (8) 381 60 81**SPECIFICATIONS · SPEZIFIKATIONEN****SD 440 001FED****DISQUES de SECURITE**  
**SAFETY DISCS**  
**BERSTSCHLEIBEN**en  
in  
aus**GRAPHILOR®**Graphite imprégné  
Impregnated graphite  
Imprägnierter GraphitSERIE  
SERIES  
BAUREIHE**3****EN STOCK**  
**OFF THE SHELF**  
**AUF LAGER**FEUILLE  
SHEET 1 / 1  
BLATTREVISION  
REVISION 1-82  
ÄNDERUNGORIGINE  
ISSUE 12-76  
DATUM**DISQUES MONOBLOC pour UTILISATION "MOYENNE PRESSION"**  
**MONOBLOC DISCS for USE on "MEDIUM PRESSURE" APPLICATIONS**  
**TYP MONOBLOC zur VERWENDUNG bei "MITTLEREN DRUCKEN"** **Disques n'existant pas en série 3**  
*Discs, which are not available in series 3*  
Berstscheiben, die in der Baureihe 3 nicht bestehen**Disques standard**  **recommandés**  
*Standard discs*  **recommended**  
Standard-Berstscheiben  **empfohlen**  
**EN STOCK**  
**OFF THE SHELF**  
**AUF LAGER**

Pression effective d'éclatement (bars relatifs) <i>Effective bursting pressure (bars gauge)</i> Effektiver Berstdruck (bar ü) at à bei 25°C	DIAMETRE ACTIF (nominal) en mm et inches <i>ACTIVE DIAMETER (nominal) in mm and inches</i> WIRKSAMER DURCHMESSER (Nennweite) in mm und inches												
	25	50	80	100	150	200	250	300	350	400	450	500	600
	1	2	3	4	6	8	10	12	14	16	18	20	24
0,08													
0,1													
0,15													
0,2													
0,3													
0,4													
0,5													
0,6													
0,8													
1													
1,2													
1,5													
2													
2,5													
3													
3,5													
4													
5													
6													
7													
8													
10													
15													
20													
30													
40													

Exemple : • Le disque de diamètre actif : 80 mm, pression effective d'éclatement : 0,40 bar, n'existe pas.  
 • Le disque de diamètre actif : 200 mm, pression effective d'éclatement : 0,60 bar, est recommandé mais pas en stock.  
 • Le disque de diamètre actif : 80 mm, pression effective d'éclatement : 0,50 bar, est en stock.

Example : • a disc with 80 mm active diameter and 0,40 bar effective bursting pressure is not available.  
 • a disc with 200 mm active diameter and 0,60 bar effective bursting pressure is recommended but not available ex stock.  
 • a disc with 80 mm active diameter and 0,50 bar effective bursting pressure is available ex stock.

Beispiel : • Die Berstscheibe mit einem wirksamen Durchmesser von 80 mm und einem effektiven Berstdruck von 0,40 bar ist nicht erhältlich.

• Die Berstscheibe mit einem wirksamen Durchmesser von 200 mm und einem Berstdruck von 0,60 bar ist empfohlen aber nicht auf Lager.

• Die Berstscheibe mit einem wirksamen Durchmesser von 80 mm und einem effektiven Berstdruck von 0,50 bar ist auf Lager.