

REPUBLIQUE DU SENEGAL
UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP DE DAKAR

Gm.0548



Ecole Supérieure Polytechnique
Centre de THIES

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

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

Titre : ETUDE ET REALISATION D'UN BANC DE TEST HYDRAULIQUE
POUR EPROUVER A 30 BARS DES BOUTEILLES DE GAZ GPL DE
(2,7 kg ; 6 kg ; 12 kg) SUIVANT MODELE

GROUPE DIPROM

Auteur : El Hadji Seydou Nourou DIOP

Directeur interne : Professeur Papa MBOUP

Directeur externe : Mr Racine NDIAYE

Année : 2008/2009

DEDICACES

A

Mon père Mamadou DIOP

Ma mère Fatimata Omar WELLE

Mon défunt père Seydou HANN

Et à tous mes frères et sœurs

REMERCIEMENT

Je tiens à exprimer toute ma gratitude à :

- La Direction et l'ensemble du personnel du GROUPE DIPROM
- Mon encadreur en entreprise Monsieur Racine NDIAYE Responsable production à SITRA.
- Mon encadreur interne Monsieur Papa MBOUP.
- Tous les professeurs dont j'ai eu l'honneur de recevoir le savoir durant mes années d'étude.
- Mes remerciements vont à tous ceux qui m'ont aidé et soutenu dans l'accomplissement de ce travail.
- Mon parrain Papa Demba GNINGUE pour son soutien dans la correction du document.

SOMMAIRE

Dans sa vision de créativité et d'augmentation de sa production de bouteilles de gaz GPL (Gaz de Pétrole Liquéfié), le groupe DIPROM a jugé nécessaire de réaliser un nouveau banc de test hydraulique pour éprouver à 30 bars ses bouteilles de gaz GPL de (2,7 kg ; 6 kg ; 12 kg), en s'appuyant sur l'ancien banc de test existant et sur les moyens humains et matériels dont le groupe dispose.

Ce projet vise à contribuer, de manière pratique, à l'application des connaissances acquises pendant ces trois dernières années de cycle d'ingénieur par l'étude et la réalisation de cette nouvelle machine.

Une étude détaillée de l'ancien test hydraulique a permis de faire une évaluation précise de tous ses composants : mécaniques, pneumatiques, hydrauliques. Nous avons ainsi procédé par le dimensionnement de ses composants afin de les réaliser sur place ou de faire une commande ou de vérifier les pièces déjà achetées. Nous avons commencé par l'étude mécanique c'est-à-dire l'ossature tournante qui reçoit les bouteilles. Ensuite nous avons fait le dimensionnement le design et la réalisation du réservoir qui reçoit l'eau industrielle. Pour ce qui est du réservoir d'air sous pression la tôle adéquate trouvée après calcul n'existait pas sur le marché, pour résoudre ce problème, nous avons prévu d'alimenter la nouvelle machine par le réservoir sous pression d'air de l'ancien banc. Les vérins, la motopompe, le motoréducteur pneumatique étant déjà achetés nous avons fait une étude pour vérifier leur fiabilité. Nous avons fait l'étude du circuit pneumatique et hydraulique pour gérer le fonctionnement de la machine et la sécurité des personnes qui y travaillent.

TABLE DES MATIERES

LISTE DES SYMBOLES	i
LISTE DES TABLEAUX.....	iii
LISTE DES FIGURES	iii
ANNEXE.....	iv
INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE I	2
A-PRESENTATION DU GROUPE DIPROM.....	3
B-DESCRIPTION DU PROCESSUS DE FABRICATION DE LA BOUTEILLE 6 Kg.....	5
1- CARACTERISTIQUES TECHNIQUES DES BOUTEILLES.....	5
1.1 Terminologie et description de la bouteille de type 6 kg	5
1.2 Caractéristiques de la bouteille.....	5
1.3 Caractéristiques des tôles	6
1.3.1 Caractéristiques chimiques.....	6
1.3.2 Caractéristiques Mécaniques :.....	7
1.4 Caractéristiques du Métal d'apport.....	7
1.5 Caractéristiques de la collerette	8
2. FABRICATION.....	9
2.1 Préparation des éléments constitutifs.....	9
2.1.1 Les Emboutis	9
2.1.2 Le Pied	11
2.1.4 La Collerette	13
2.1.5 La Valve	14
a) La pièce maîtresse	15
b) La cage à ressort	16
c) Ressort, bille et joints.....	17
2.2 Soudage.....	18
2.3.1 Méthode.....	18
2.3.2 Contrôle de soudure	19
3. Recuit de normalisation	19
4. CONTROLE ET ESSAI	19
4.1 Epreuve Hydraulique	19
4.1.a- Etude théorique du comportement de la bouteille B6kg soumis à la pression de 30 bars	20

4.1.b-Etude des allongements	21
4.2 Essais Destructifs	24
5. TRAITEMENT DE FINITION	24
5.1 Grenailage.....	24
5.2 Métallisation	25
5.3 Peinture	25
6. MONTAGE DES VALVES	25
7. TARAGE	25
CHAPITRE II : Présentation du cahier des charges.....	30
II.1-Etat des lieux.....	30
II.2-Présentation du cahier des charges.....	30
CHAPITRE III : Etude théorique	45
I-ETUDE DES COMPOSANTS MECANIQUES	45
I.1-OSSATURE	45
I.1.2- Vérification des contraintes au niveau de l'arbre.....	45
I.1.2.b- L'ossature tournante	45
I.1.2.c-Calcul des contraintes	46
I.1.2.d-Détermination des contraintes de flexion.....	48
I.1.2.e-Détermination des contraintes de cisaillement	50
I.1.2.f-Détermination des contraintes idéales (sollicitations composées)	52
I.2 -Dimensionnement des réservoirs.....	54
I.2.a-Dimensionnement d'un réservoir sous pression concept de fuite avant rupture	54
I.2.b –Dimensionnement du réservoir d'air sous pression	56
I.2.c- Dimensionnement du réservoir d'eau industrielle	58
II- Etude des composants Hydrauliques	60
II.2-Choix de la pompe et du moteur d'entraînement.....	60
II.2.a-Caractéristiques de la pompe	60
II.2.b-Calcul de la puissance développée par la pompe.....	67
II.3-Choix des robinets à actionneur pneumatique	68
II.3.a-Généralités.....	68
II.3.b-Système modulaire métrique	68
II.3.c-Robinets à boisseau sphérique et actionneur pneumatique.....	69
III- Etude des composants pneumatiques	70
III-1 Schéma pneumatique.....	70

III-2 Vérification des vérins pneumatiques.....	74
III-2.a Forces de compression : le flambement.....	74
III.2.b Conclusion.....	76
III.3 Choix du motoréducteur pneumatique.....	77
III.3.a-Descriptif de construction d'un moteur pneumatique.....	77
III.3.b-Descriptif de fonctionnement	78
III.3.c-Avantage par rapport au moteur électrique.....	78
III.3.d-Les éléments périphériques	79
III.4-Choix des distributeurs	80
III.5-Choix des Filtres-Régulateurs-Lubrificateurs.....	81
CONCLUSION GENERALE	82
BIBLIOGRAPHIE	83
WEBOGRAPHIE	84

LISTE DES SYMBOLES

δ_{\square} : allongement circonférentiel (mm)

δ_r : variation du rayon (mm)

σ_x : contrainte axiale (MPa)

E : module de young (GPa)

ν : coefficient de poisson

C T: capacité thermique massique (W/m.K)

ρ : masse volumique (kg/m³)

CTM : capacité thermique massique (J/kg.K)

I : moment d'inertie(m⁴)

Kt : facteur de concentration de contrainte en traction

Kf : facteur de concentration de contrainte en flexion

τ_{th} : contrainte tangentielle théorique (MPa)

$Mt(x)$ = Moment de torsion à la section x(N.m)

I_0 = Moment quadratique polaire de la section (m⁴)

σ_{∞} : contrainte orthoradiale (MPa)

P : pression maximum en service (bar)

R : rayon extérieur du réservoir (m)

e : épaisseur du réservoir (mm)

K : facteur d'intensité de contrainte

H_f : pertes de charges linéaires (m)

E_p : hauteur manométrique totale (m)

p_v : pression de vapeur (bar)

μ : viscosité dynamique (Pa.s)

Δz : dénivellation (m)

Q : débit de la pompe (l/s)

Ph : puissance hydraulique(Kw)

Pa : puissance absorbée (Kw)

NPSH_R : vitesse spécifique

F_{cr} : force critique de flambement (KN)

λL : longueur d'une colonne équivalente

C : couple moteur (N.m)

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1 : compositions chimiques tôle BS2.....	6
Tableau I.2 : caractéristiques mécaniques BS2	7
Tableau I.3 : composition du métal d'apport	8
Tableau I.4 : analyse chimique de la coulée BS2.....	9
Tableau I.5 : comparaison entre caractéristiques tôle BS2 et résultats essai à 30 bars.....	23
Tableau III.6: description du fonctionnement de la machine.....	74
Tableau III.7 : poids des bouteilles.....	75

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 .a .b. c: cylindre à paroi mince soumis à la pression interne	20
Figure I.2 : cylindre déroulé	21
Figure I.3: gamme des bouteilles GPL.....	26
Figure III.1 : Schématisation des défauts dans le réservoir.....	55
Figure III.2 : Diagramme définissant le domaine sécurité dans le plan $a-\sigma$ sous chargement monotone et en fatigue.....	56
Figure III.3 : Réservoir d'air sous pression.....	57
Figure III.4 : Réservoir eau industrielle.....	59
Figure III.5: circuit hydraulique.....	61
Figure III.6 : moteur pneumatique.....	77

ANNEXE

Annexe 1 : constantes physique de quelques matériaux.....	a
Annexe 2 : facteur théorique de concentration de contrainte	b
Annexe 3 : Tubes en Acier	d
Annexe 4 : Fixation des vérins	e
Annexe 5 : valeurs du facteur λ selon diverse combinaisons d'attache d'une tige, de fixation d'un vérin et de colonne équivalente.....	f
Annexe 6 : Caractéristiques des pompes centrifuges Etanorm	g
Annexe7 : robinets à boisseau et actionneur pneumatique rotatif	l
Annexe8 : Moteur pneumatique : caractéristiques techniques.....	m
Annexe 9 : filtre-régulateur-lubrificateur	n
Annexe 10 : Longueurs droites équivalentes des accessoires de tuyauterie	o

INTRODUCTION

Actuellement, l'un des défis majeurs des entreprises de production est d'augmenter la productivité qui se trouve être le rapport entre le produit obtenu et les ressources utilisées pour l'obtenir, la production des bouteilles de gaz GPL qui sont des appareils de pression nécessite des moyens humains qualifiés, des matières de bonne qualité et des machines performantes pour répondre aux normes internationales. Vu le coût d'achat et de transport élevé des machines importées, les entreprises locales s'orientent de plus en plus vers le benchmarking développé il y a plusieurs années par la Chine. Cependant le copiage d'une machine fait appel à des connaissances poussées sur la mécanique de cette dernière.

Ce projet vise à mettre en place un nouveau banc de test hydraulique qui participera à l'augmentation de la production qui va passer de 1000 à 1800 bouteilles par jour et à remplacer l'ancienne machine qui est amortie depuis longtemps et qui présente actuellement beaucoup de pannes.

Une étude poussée de l'ancien banc de test permettra de diviser la machine en trois parties, une partie mécanique, une partie hydraulique et une partie pneumatique et chaque partie fera l'objet d'un chapitre ou tous les composants seront analysés d'une manière approfondie.

Pour ce faire, nous présenterons dans un premier temps le processus de fabrication des bouteilles de 6 kg que nous utilisons habituellement ensuite nous dresserons le cahier des charges pour enfin dimensionner les composants de cette machine.

CHAPITRE I PRESENTATION DU CONTEXTE

CHAPITRE I

A-PRESENTATION DU GROUPE DIPROM

Le GROUPE DIPROM est composé de :

- ATELIER DIPROM
- ATELIER SITRA
- ATELIER TOUBA GAZ
- TOUBA OIL

ATELIER DIPROM

Crée en 1986, il a comme principale activité une production industrielle de tubes Métalliques soudés (ronds, carrés et rectangulaires), de profilés à froid, et une production de fer à béton, de tôles noires et galvanisées destinées à la menuiserie métallique et de portes blindées très décoratives dont la qualité est réputée. Elle exporte 40% de sa production dans les pays limitrophes du Sénégal ainsi qu'en Côte d'Ivoire, au Bénin et au Burkina Faso.

ATELIER SITRA

Il s'est spécialisé depuis 1997 dans la production industrielle de bouteilles de gaz (GPL), de fûts métalliques, de brouettes, de pelles et de râpeaux en tous genres. SITRA produit des bouteilles de types : (2,7 kg ; 6 kg ; et 12 kg) avec une capacité installée opérationnelle de mille(1000) bouteilles par jour. Cette production est absorbée à 80% par TOUBA GAZ dont les besoins en bouteilles sont importants et nécessaires pour son développement.

Aujourd'hui SITRA produit pour d'autres clients notamment en provenance du Mali, de la Gambie, de la Guinée Bissau et Conakry et de la Mauritanie.

ATELIER TOUBA GAZ

C'est en 1998 qu'il a débuté ses activités avec le transport de GPL en vrac avec trois semi-remorques de 22 tonnes vers la Gambie et la Guinée Bissau. TOUBA GAZ a mis en place deux mini centres emplisseurs de gaz avec une capacité totale de 12000 tonnes avant de démarrer en 2000 un nouveau centre entièrement automatisé d'une capacité de 20000 tonnes par an avec 3 cigares de stockage de 150 m³ chacun. Ayant atteint son objectif de 10 à 15%

de part de marché dès la première année, TOUBA GAZ a entrepris la mise en place d'une sphère de stockage de gaz de 1500 tonnes afin de consolider sa position et de se préparer à la prochaine libéralisation du secteur. En effet, la sphère est opérationnelle depuis Septembre 2002.

Aujourd'hui TOUBA GAZ détient 20 à 25% de part de marché dans la distribution du gaz GPL au Sénégal avec un parc de 600000 bouteilles et une centaine de véhicules qui sillonnent toutes les régions du pays.

Il entreprend également une activité d'exportation vers les pays limitrophes comme la Gambie, le Mali et la Guinée Bissau.

TOUBA OIL

C'est un réseau de station de services modernes fonctionnel depuis 2006 et ayant une offre de services très variée. Il dispose des pompes modernes fiables à affichage numérique avec un espace autos express pour rechange pièces toutes marques TOUBA Oil c'est aussi un parc de camions citernes pour l'approvisionnement constant des stations.

B-DESCRIPTION DU PROCESSUS DE FABRICATION DE LA BOUTEILLE 6 Kg**1- CARACTERISTIQUES TECHNIQUES DES BOUTEILLES****1.1 Terminologie et description de la bouteille de type 6 kg**

La bouteille est composée des éléments ci-après :

- Embouti supérieur
- Embouti inférieur
- Pied de la bouteille
- Support de la bouteille
- Et la Valve

1.2 Caractéristiques de la bouteille

Nature du gaz transporté	:	GPL (BUTANE)
Poids de la charge	:	6.0 kg
Diamètre extérieur	:	300 mm
Nuance acier emboutis	:	BS2 conforme à la norme française NFA 36211
Nuance acier support	:	E24
Nuance acier pied	:	E24
Nuance collerette	:	XC18 conforme à la norme française NFA35552
Pression de service	:	20 bars
Pression d'épreuve	:	30 bars
Essai de rupture	:	50 bars minimum 70 bars pour propane
Volume en eau	:	13, 00 Litres minimum et 13, 50 Litres max
Hauteur totale	:	288

1.3 Caractéristiques des tôles

Les tôles utilisées pour la fabrication des emboutis sont en acier de nuance BS2 ayant une bonne aptitude à l'emboutissage profond à froid. Elles sont décapées et exemptes de pailles, soufflures, criques, gerçures, doublage ou tout autre défaut de surface préjudiciables à leur emploi.

Les caractéristiques chimiques et mécaniques sont déterminées pour chaque coulée et font l'objet d'un Certificat de Conformité fourni par l'usine productrice des tôles.

1.3.1 Caractéristiques chimiques

Les compositions chimiques de la tôle BS2 à la coulée et sur produit sont les suivantes :

Tableau I.1 : compositions chimiques tôle BS2

Eléments	A la coulée	Sur Produit
Carbone	0, 19 % max.	0, 21 % max.
Manganèse	0, 040 % max.	-
Phosphate	0, 035 % max.	0, 040 % max.
Soufre	0, 035 % max.	0, 040 % max.
Silicium	0, 20 % max.	0, 25 % max.

1.3.2 Caractéristiques Mécaniques :

Les bobines sont d'abord soumises à un contrôle visuel pour s'assurer de l'absence des défauts apparents cités plus haut avant emboutissage.

Ensuite, des éprouvettes de traction sont préparées à partir des tôles, suivant la norme NF-A03160.

Elles sont prélevées suivant la norme NF-A03151 dans le sens longitudinal (sens de laminage) et dans le sens transversal. Les résultats de l'essai de traction sont à leur tour confrontés aux normes et au Certificat de Conformité de l'usine.

Les caractéristiques mécaniques garanties à l'état normalisé sont les suivantes :

Tableau I.2 : caractéristiques mécaniques BS2

TÔLE BS2	VALEURS
Résistance à la traction	$R = 410 \text{ à } 490 \text{ N/mm}^2$
Limite d'élasticité	$R_e = 265 \text{ N/mm}^2$
Allongement	$A\% = 24 \text{ \% minimum}$

1.4 Caractéristiques du Métal d'apport

La composition chimique du métal d'apport des soudures est sensiblement la même que celle de la tôle constituant le corps de la bouteille. Les propriétés mécaniques de ce métal déposé, à l'état de recuit, ne sont pas inférieures à celles de la tôle.

La composition du métal d'apport, conformément à la norme française NF-M88 703, est comprise entre les fourchettes suivantes :

Tableau I.3 : composition du métal d'apport

Eléments	Fil de soudage
Carbone	0,05 à 0,14 %
Manganèse	0,40 à 2,20 %
Phosphore	0,03 % max.
Soufre	0,03 % max.
Silicium	0,10 % max.

1.5 Caractéristiques de la collerette

La collerette est exécutée à partir d'une barre en acier de qualité XC 18, conforme à la norme NF-A35 552.

Les caractéristiques chimiques sont également déterminées à chaque coulée et font l'objet d'une analyse, d'un contrôle SGS et d'un certificat de contre analyse fourni par l'usine productrice des barres en XC 18.

Des analyses contradictoires sont bien entendu effectuées par un organisme tiers sur des échantillons de chaque coulée pour les confronter aux normes et au certificat de conformité de l'usine. Les lots non conformes sont écartés.

L'analyse chimique de la coulée doit avoir la composition suivante :

Tableau I.4 : analyse chimique de la coulée BS2

Eléments	Teneur
Carbone	0,16 à 0,22 %
Manganèse	0,40 à 0,70 %
Phosphore	0,15 à 0,35 %
Soufre	0,035 % max
Silicium	0,035 % max

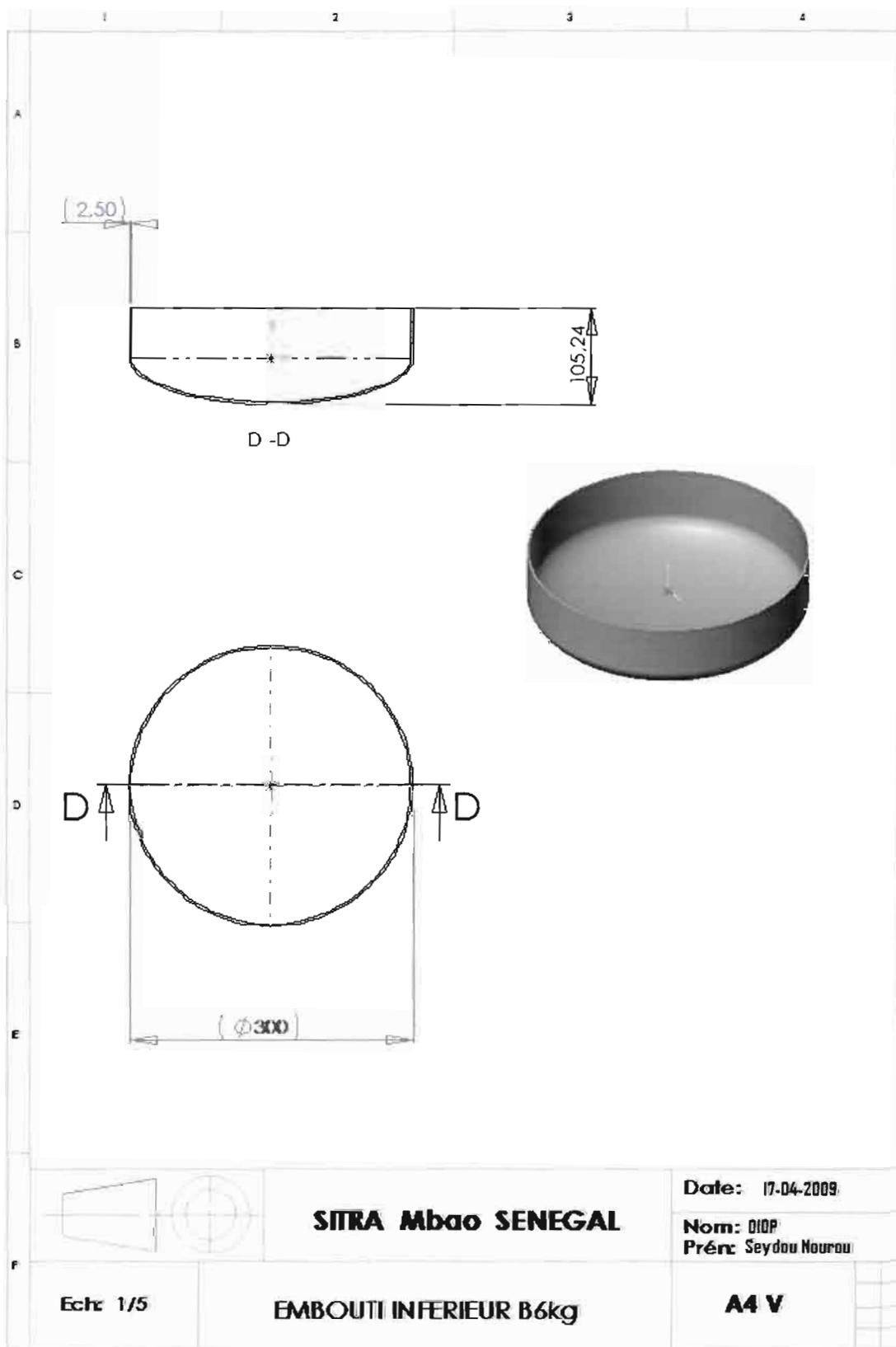
2. FABRICATION

2.1 Préparation des éléments constitutifs

2.1.1 Les Emboutis

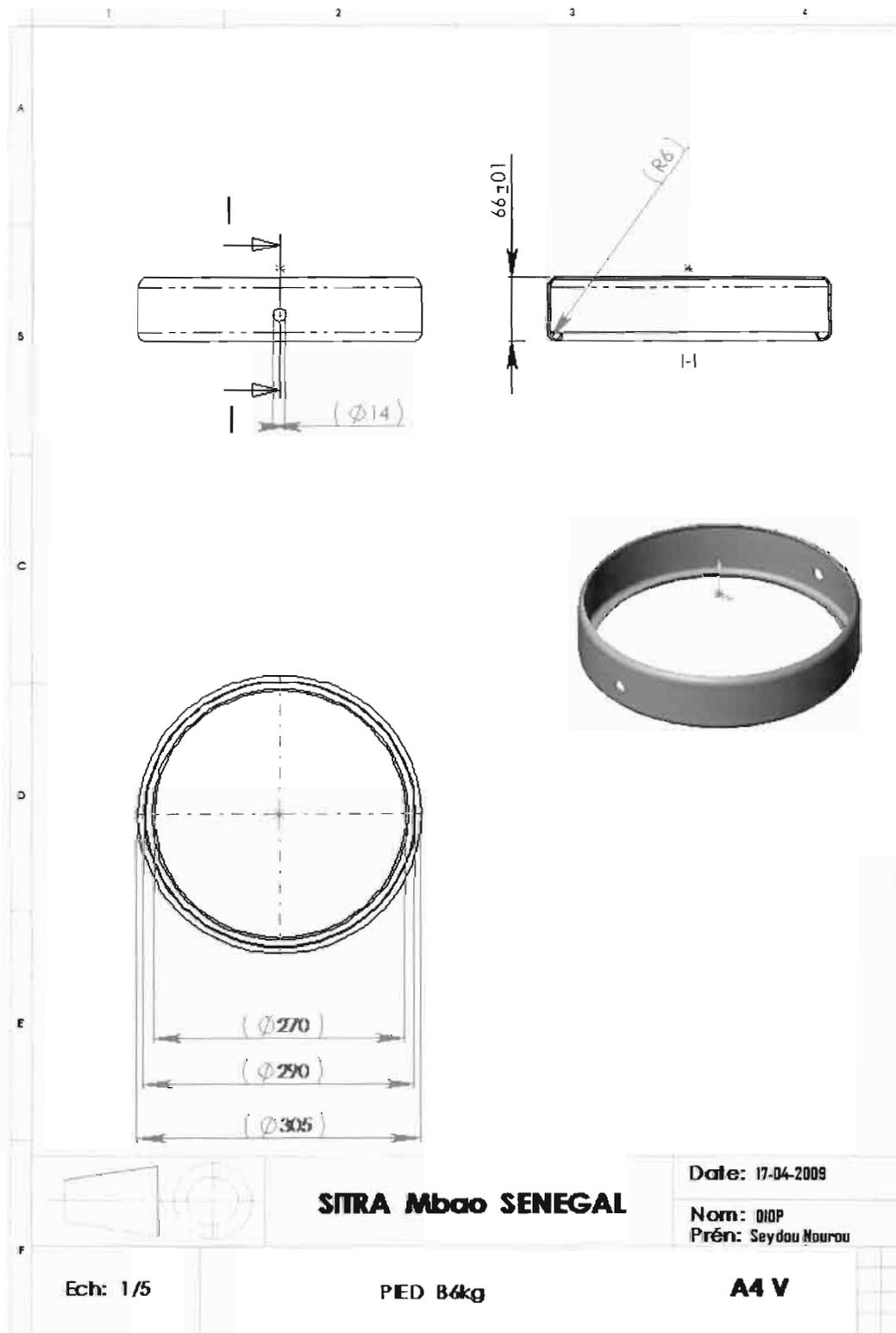
Les bobines sont découpées en plaques de 450X 450X2.5. Chaque plaque est découpée en disque puis emboutie à froid en une seule opération pour donner les deux fonds de la bouteille

Le détourage des emboutis est réalisé par révolution de l'embouti autour de son axe. Le plan ainsi défini est perpendiculaire à l'axe de l'embouti. Aucune crique ou entaille n'est admise. Le rétreint exécuté sur l'un des emboutis est réalisé par révolution de l'emboutis autour de son axe.



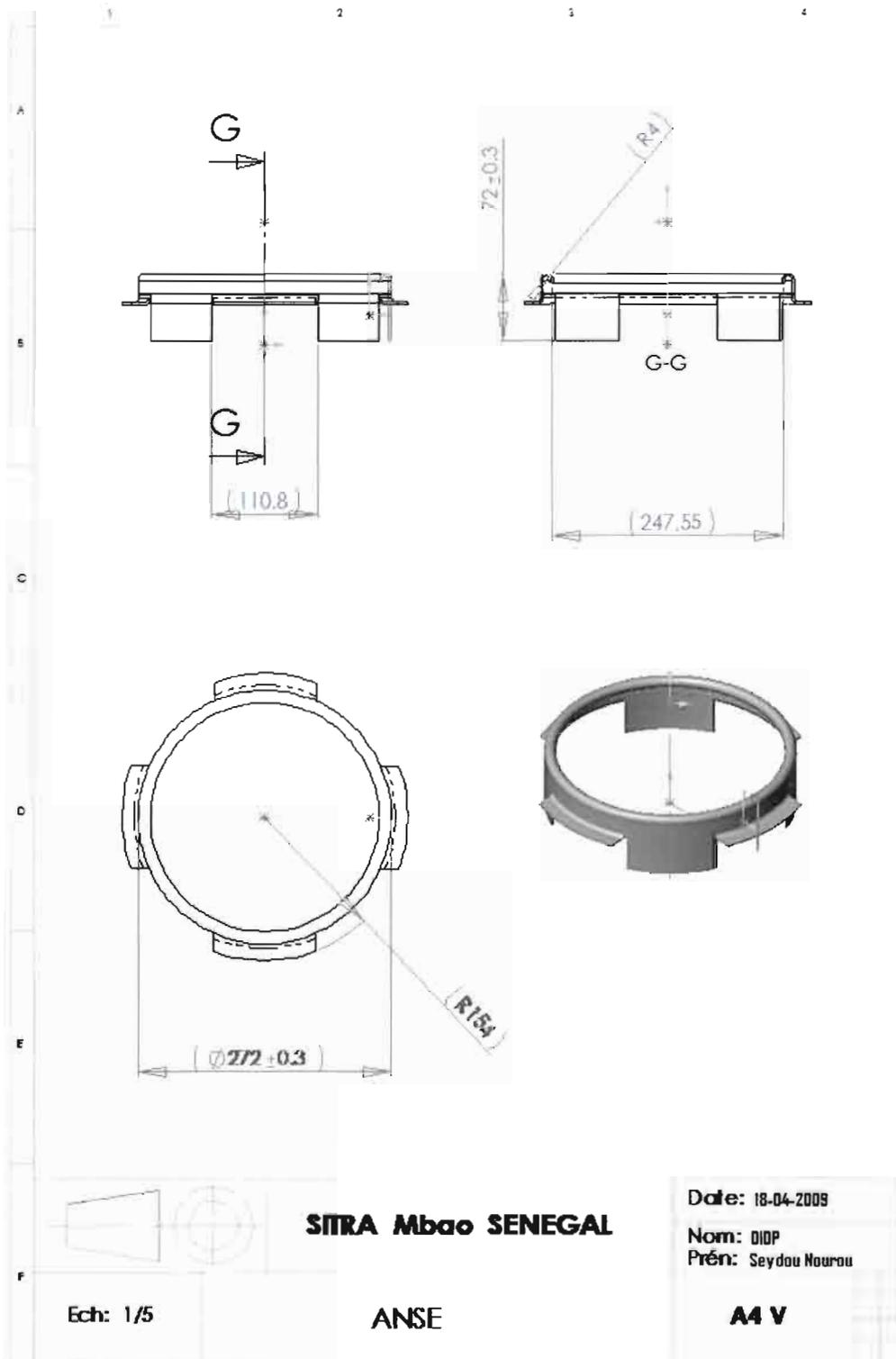
2.1.2 Le Pied

Les pieds sont obtenus à partir de tôles découpées en bande, puis poinçonnés, roulées, soudées et enfin formées (voir pages suivantes).



2.1.3 Le Support (aussi appelé anse)

Le support est également obtenu de la même façon que le pied en formant une bande de métal coupée.

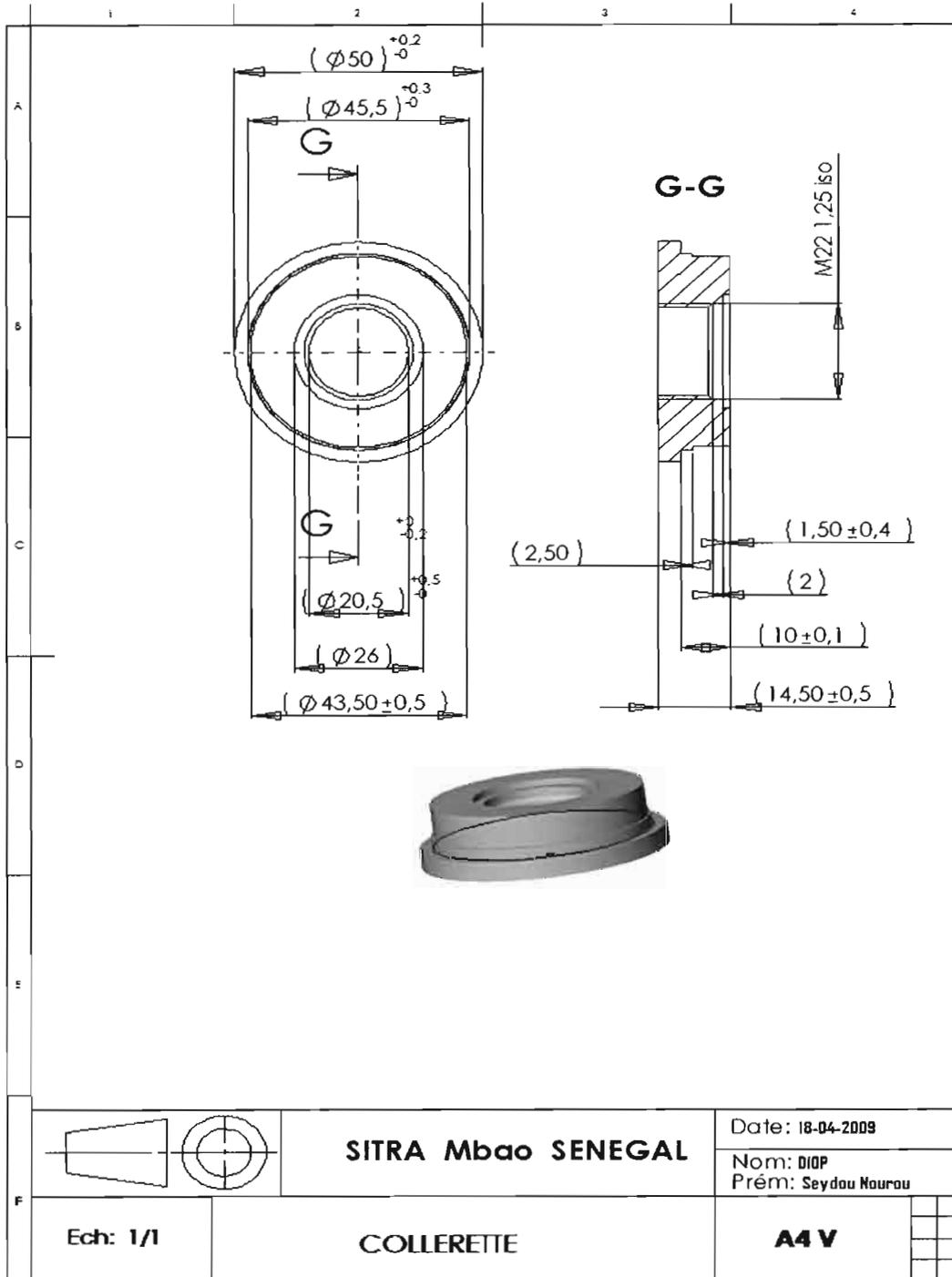


*

2.1.4 La Colerette

La colerette est réalisée à partir de barres en acier XC 18 usinée grâce à des machines automatiques de tournage de type TA60, les filetages sont effectués avec une machine

CRI DAN.



2.1.5 La Valve

Elle est composée des éléments suivants :

-La pièce maîtresse

-La cage à ressort

-Le ressort

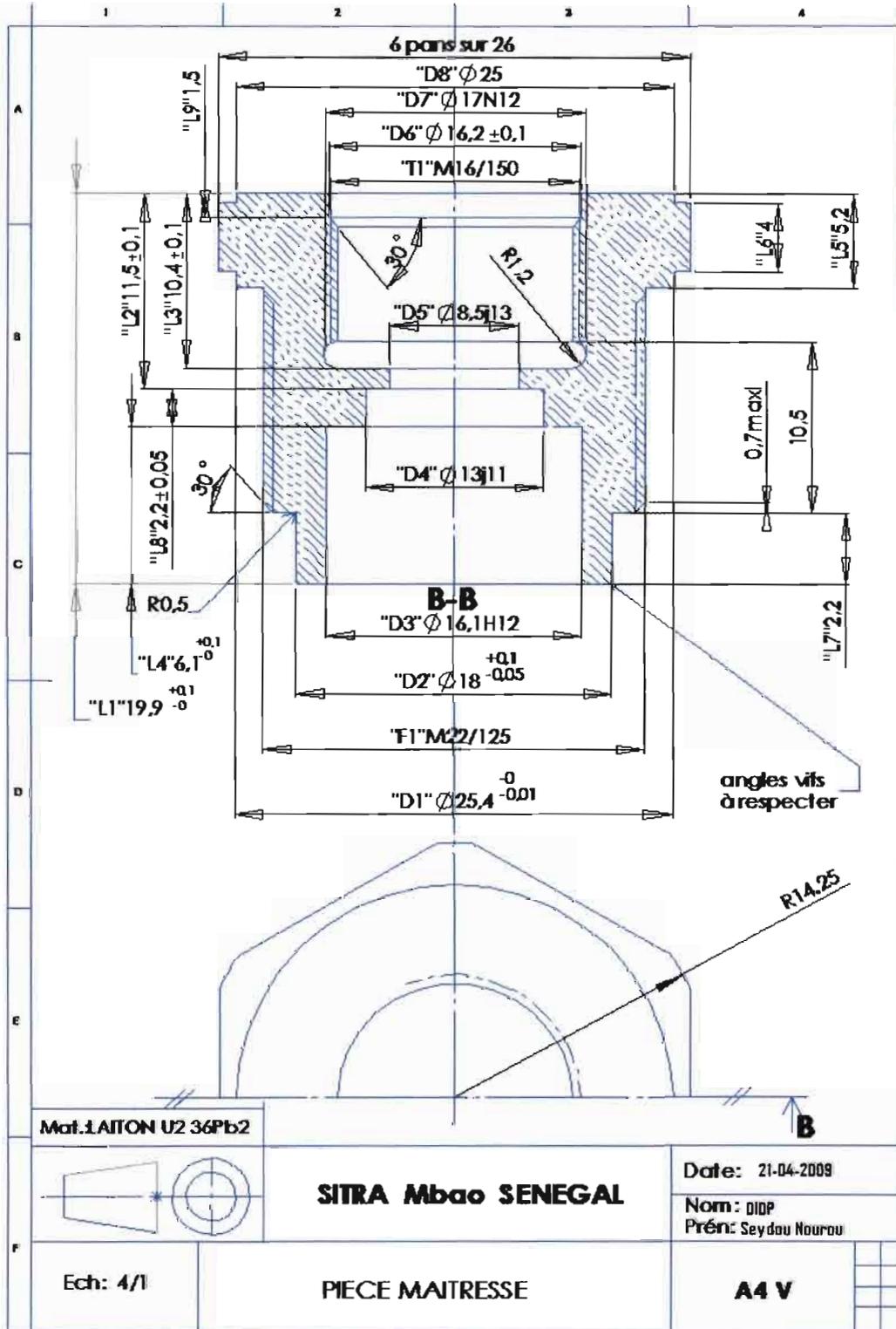
-La bille

-Le joint torique

-Le joint à lèvres

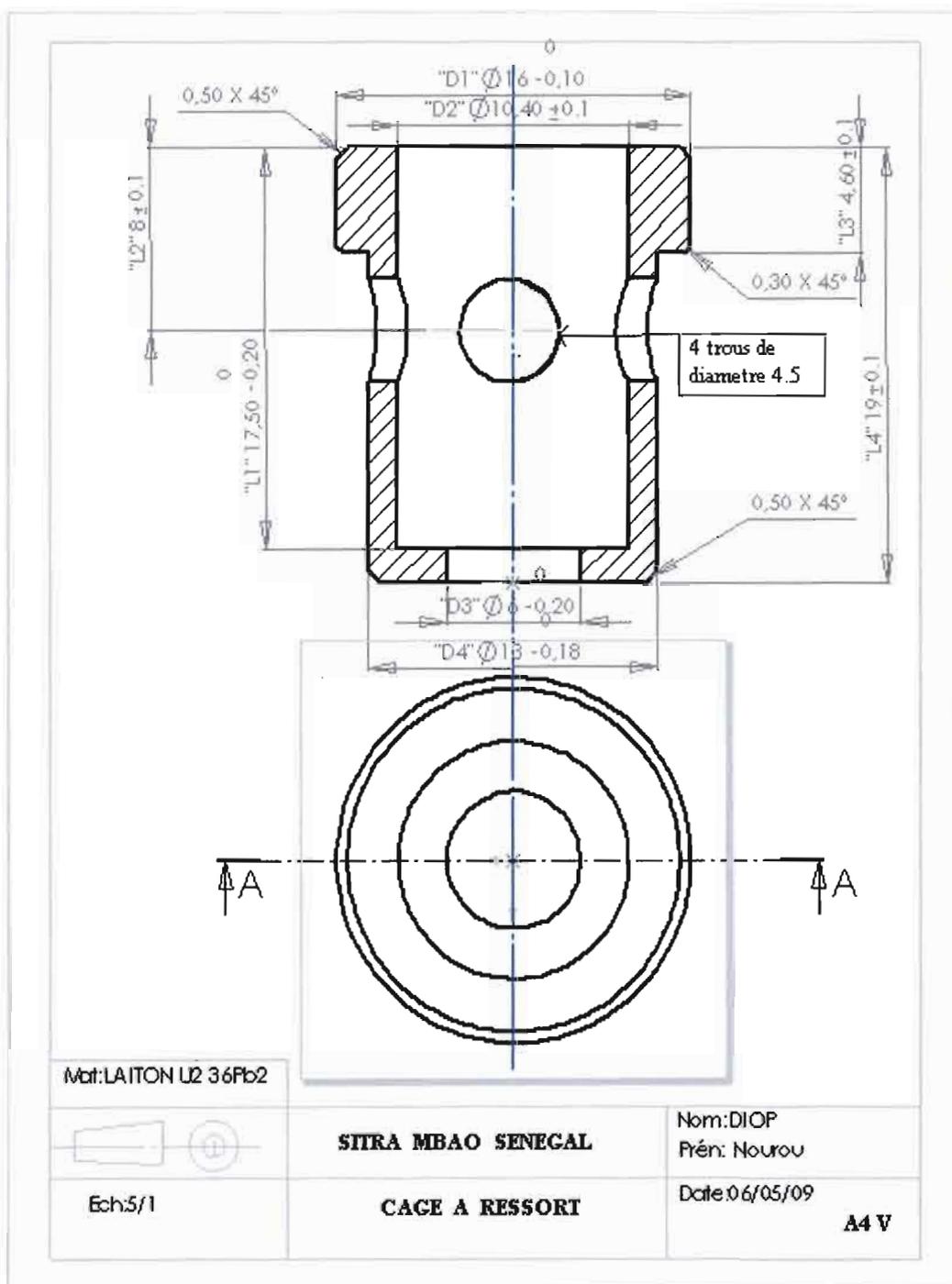
a) La pièce maîtresse

Elle est obtenue à partir d'une barre en laiton de section hexagonale grâce à des tours automatiques de type TA 36. Elle est contrôlée de manière très rigoureuse du fait des cotes qui lui sont rattachées.



b) La cage à ressort

Elle est de même obtenue de la même façon que la pièce maîtresse à partir d'une barre de section circulaire par l'intermédiaire de tours automatiques de type TA36 (voir son dessin de définition ci-dessous).



c) Ressort, bille et joints

Ces éléments nous ont été fournis par nos fournisseurs.

La valve est obtenue par une opération de sertissage qui réunit la cage à ressort à la pièce maîtresse (ressort, bille et joints compris de dans).

2.2 Le Marquage

Sur l'embouti supérieur seront marqués :

En Relief (le nom client)

En Creux SITRA

N° série de la bouteille

PE 30 bars

Butane 6kg

CAP 12,9 L

L'année de fabrication

En Peintre Le poids de la bouteille remplie

Et l'année de la ré-épreuve de la bouteille

Les marques en relief ne présentent aucun angle vif. La pénétration des marques en creux n'excède pas 0.20 mm de profondeur.

2.2 Soudage

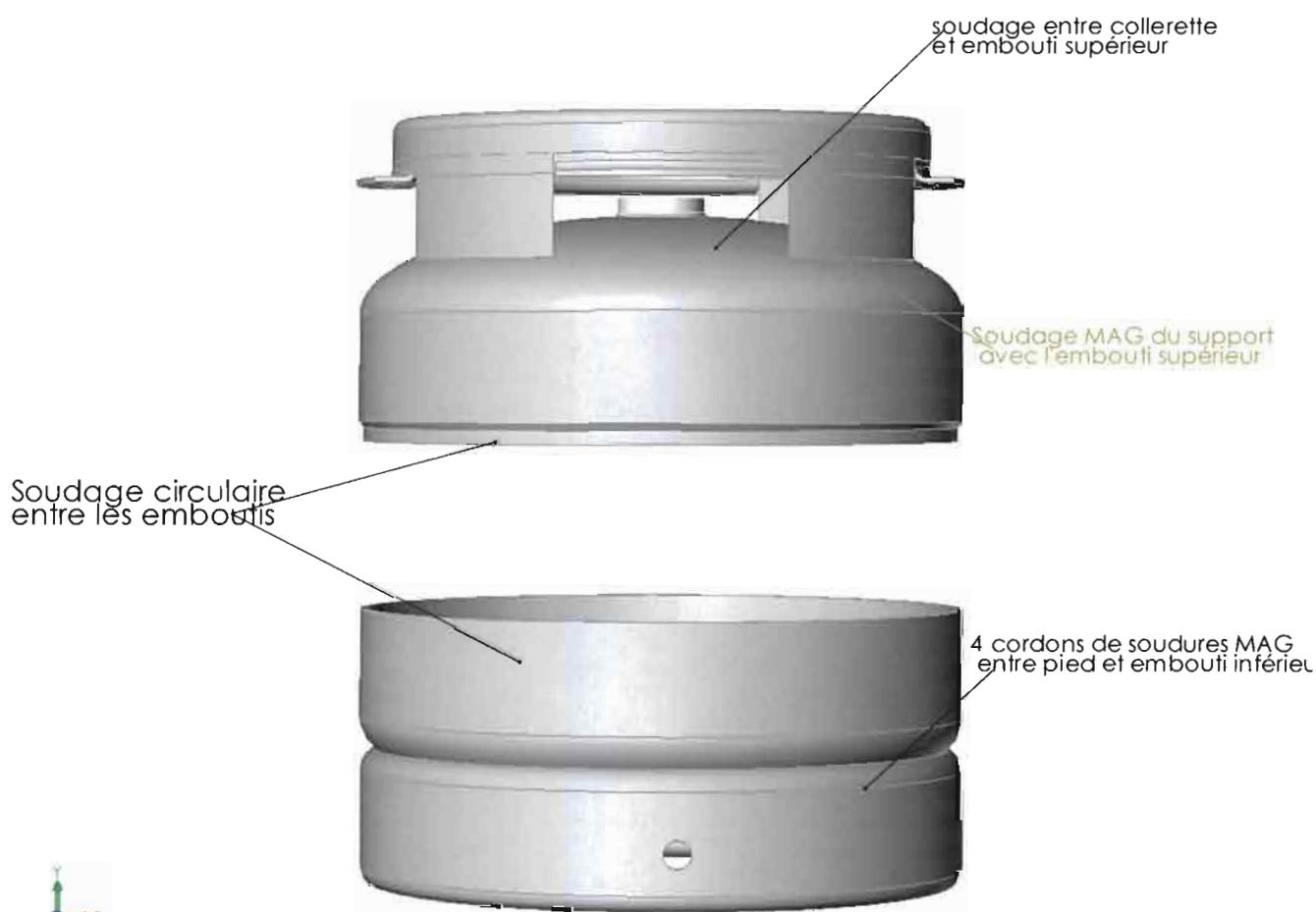
Le mode opératoire de soudage est homologué par le BUREAU VERITAS conformément aux exigences de la norme NF EN 288-3.

2.3.1 Méthode

Les deux emboutis, une fois dégraissés sont assemblés par le procédé de soudage électrique automatique à l'arc sous flux électroconducteur dit procédé à l'arc submergé. Le bord est entièrement fondu.

La collerette est soudée par le même procédé.

Le pied et le support sont soudés par le procédé dit « MAG » en semi-automatique avec une pénétration de 40 % maximum.



2.3.2 Contrôle de soudure

Toutes les soudures sur la bouteille sont contrôlées au rayon X à raison de 2% par commande par une équipe spécialisée pour analyser tous les paramètres avant chaque production.

3. Recuit de normalisation

Les bouteilles subissent après soudage, un traitement de normalisation pendant lequel elles sont portées et maintenues à une température de 920 à 940 ° C, puis refroidies à l'air libre avant de subir une épreuve hydraulique.

La durée du maintien de la bouteille à cette température est de 5 à 10 minutes.

Le contrôle de la température du four est obtenu au moyen d'un pyromètre enregistreur.

4. CONTROLE ET ESSAI

4.1 Epreuve Hydraulique

Après recuit et refroidissement complet, toutes les bouteilles sont soumises à une épreuve hydraulique conformément à la réglementation des appareils à pression de gaz.

Les bouteilles sont remplies d'eau et subissent une augmentation de pression grâce à un multiplicateur hydraulique air-eau, progressivement Jusqu'à 30 bars. Cette pression est maintenue le temps nécessaire pour que le contrôleur puisse constater l'absence d'éventuelles fuites. Puis elles sont vidées par une propulsion d'air jusqu'à séchage.

Cette épreuve hydraulique est réalisée sous le contrôle de l'expert mandaté par le client ou par l'organisme officiel (le Service des Mines) dans le cas présent, l'agent apposera son poinçon sur la partie réservée à cet effet.

4.1.a- Etude théorique du comportement de la bouteille B6kg soumis à la pression de 30 bars

Supposons que la bouteille est un cylindre à paroi mince fermé contenant un fluide sous pression qui est une des applications intéressantes du chargement uniaxiale.

Dans cette étude du cylindre à paroi mince, on suppose principalement que la contrainte est uniforme dans toute l'épaisseur de la paroi. Cette hypothèse se justifie dans la mesure où l'épaisseur t est beaucoup plus petite que le rayon r . la solution est d'autant plus exacte que le rapport t/r tend vers zéro. En pratique on considère que le cylindre est à paroi mince si t/r vaut $1/10$ ou moins.

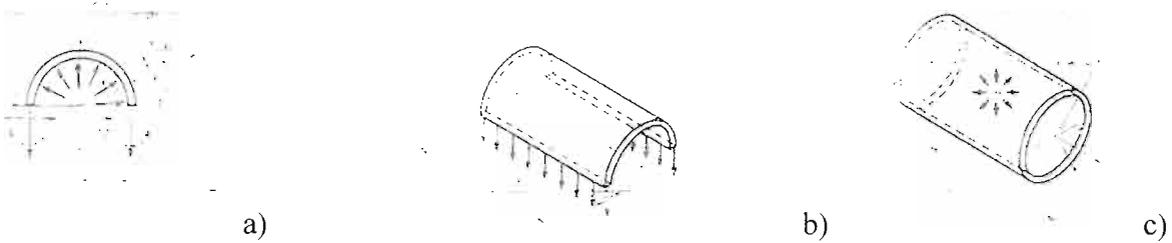


Figure I.1 .a .b. c: cylindre à paroi mince soumis à la pression interne

Evaluation de F_{θ}

L'équilibre des forces verticales (fig I.1.a) donne [11]

$$2F_{\theta} = \int_0^{\pi} (pbrd\theta) \sin\theta$$

d'où

$$F_{\theta} = pbr \tag{1}$$

Contrainte circonférentielle

La contrainte normale circonférentielle σ_{θ} est due à F_{θ} agissant sur la section de matériau bt , soit [11]

$$\sigma_{\theta} = \frac{F_{\theta}}{b.t} = \frac{p.r}{t} \tag{2}$$

L'équation implique que σ_{θ} soit constante dans toute l'épaisseur t , ce qui est conforme à l'hypothèse initiale. En outre, σ_{θ} est indépendante des coordonnées θ ou x . du fait de la symétrie générale du cylindre étudié. La figure(I.1.b)montre la répartition de σ_{θ} dans la paroi

du cylindre. On voit que le matériau est soumis à une tension (dite « de membrane ») uniforme dans toute l'épaisseur du cylindre.

4.1.b-Etude des allongements

Pour étudier la déformation du cylindre, il nous faut reprendre le concept de traction uniaxiale. La figure(I.2.a) montre le cylindre coupé longitudinalement sur une seule ligne ; les deux bords en sont légèrement écartés pour permettre d'illustrer la contrainte circonférentielle σ_θ . Puisque la paroi est mince, on peut développer complètement le cylindre et obtenir ainsi une feuille de longueur $2\pi r$ et de section bt . On calcule l'allongement circonférentiel de la feuille à l'aide des équations [11]

$$\delta_\theta = \frac{\sigma_\theta(2\pi r)}{E} = \frac{2\pi p r^2}{E.t}$$

S'il y avait en outre une variation de température ΔT , l'allongement serait, selon [11]

$$\delta_\theta = \frac{2\pi p r^2}{E.t} + (\alpha r \Delta T) \quad (3)$$

du point de vue pratique. ce n'est pas l'allongement circonférentiel qui nous intéresse mais plutôt la variation du rayon δ_r (figI.2.b). Géométriquement, on a

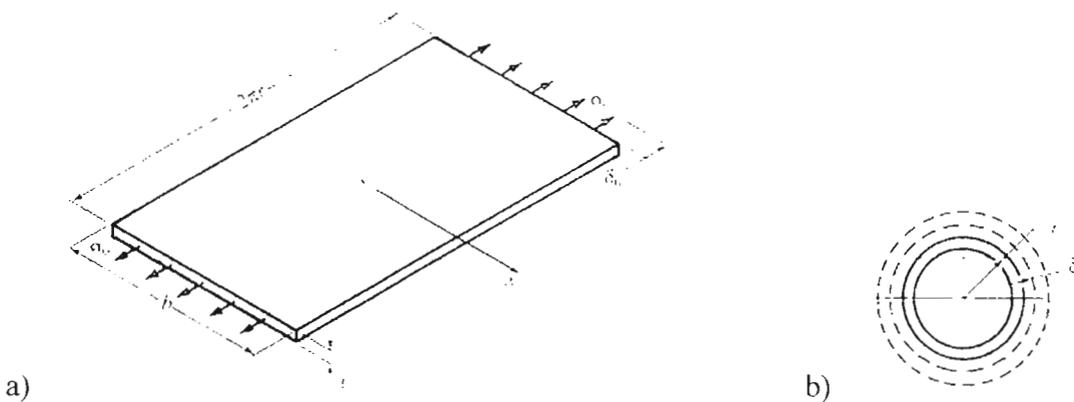


Figure I.2.a .b : cylindre déroulé

$$\begin{aligned} \text{périmètre final} &= 2\pi r + \delta_\theta \\ &= 2\pi(r + \delta_r) \end{aligned}$$

D'où [11]

$$\delta_r = \delta_\theta / 2\pi$$

$$\delta_r = \frac{pr^2}{E.t} + \alpha r \Delta T \quad (4)$$

La pression exercée sur les fonds du cylindre fermé crée par conséquent une tension longitudinale dans la paroi du cylindre, laquelle se superpose à la contrainte circonférentielle étudiée à l'article.

Une coupe transversale à l'axe du cylindre permet de calculer la contrainte σ_x agissant sur la section annulaire $A_x (A_x = 2\pi r t)$.

La résultante est

$$F_x = \pi r^2 p$$

d'où

$$\sigma_x = \frac{pr}{2t} \quad (5)$$

p : pression exercée

r : rayon extérieur

t : épaisseur

b : hauteur du cylindre

σ_θ : contrainte circonférentielle

E : module de young

δ_θ : allongement circonférentiel

δ_r : variation du rayon

σ_x : contrainte longitudinale

Application à la bouteille B6kg soumis à la pression de 30 bars

$p : 30 \text{ bars}$

$r : 150 \text{ mm}$

$t : 2.5 \text{ mm}$

$h : 288 \text{ mm}$

$E = 200 \text{ GPa}$

on a $t/r = 2.5/150 = 0.01$

donc la bouteille est assimilable à un cylindre à paroi mince fermé

$$\sigma_{\theta} = 3 \cdot 0.15 / 0.0025 = 180 \text{ MPa}$$

$$\delta_{\theta} = 2 \cdot \pi \cdot 0.15^2 \cdot 3 / 200 \cdot 10^3 \cdot 0.0025 = 0.848 \text{ mm}$$

$$\delta_r = 3 \cdot 0.15^2 / 200 \cdot 10^3 \cdot 0.0025 = 0.135 \text{ mm}$$

$$\sigma_x = 3 \cdot 0.15 / 2 \cdot 0.0025 = 90 \text{ MPa}$$

Tableau de comparaison entre les caractéristiques mécanique de la tôle BS2 et les résultats trouvés lors de l'essai à 30 bars

Tableau I.5 : comparaison entre caractéristiques tôle BS2 et résultats essai à 30 bars

Résistance à la traction	410 à 490 MPa
Limite d'élasticité	265 MPa
allongement	24%
Contrainte circonférentielle à 30 bars σ_{θ}	180 MPa
Allongement circonférentiel δ_{θ}	0.848 mm
Variation du rayon δ_r	0.135 mm
Contrainte longitudinale σ_x	90 MPa

Conclusion

Les résultats trouvés nous montrent que la bouteille soumise à la pression de 30 bars lorsqu'elle passe sur le banc de test hydraulique permet de faire varier le volume de la bouteille en n'atteignant pas la limite élastique et la résistance à l'extension. Ce qui fait que tous défauts au niveau des joints de soudures vont augmenter de taille et se manifestera par des fuites détectables par le contrôleur.

4.2 Essais Destructifs

Les essais destructifs sont réalisés à raison de 2% par commande en présence de l'expert mandaté par le client. Les prélèvements et les essais sont effectués suivant la norme NF-M88 703.

Les bouteilles prélevées sont remplies d'eau et subissent une augmentation progressive de pression par le biais d'un multiplicateur hydraulique air-eau jusqu'à éclatement (50 bars minimum).

Les résultats de l'épreuve hydraulique et de l'essai d'éclatement sont consignés dans un procès verbal adressé au client pour consultation si besoin est.

5. TRAITEMENT DE FINITION

Les bouteilles fabriquées, recuites, éprouvées et contrôlées passent au stade de la finition pour subir les opérations de grenailage, de métallisation et de peinture. Au cours de ces opérations, la protection du taraudage de la collerette est parfaitement assurée et aucun abrasif ne rentre dans la bouteille.

5.1 Grenailage

Les bouteilles sont décapées extérieurement à sec par un jet de grenaille, afin d'éliminer toute trace d'oxyde, de calamine ou d'enduit quelconque. Ce décapage est suffisamment efficace pour assurer une parfaite adhérence de la couche de métallisation.

5.2 Métallisation

Aussitôt après grenailage et dans un délai maximum de deux heures , les bouteilles sont métallisées par projection , avec un dispositif de métallisation , d ' une couche de zinc pur à 99 , 9 % et d ' une épaisseur de 40 microns réparties uniformément sur le corps de la bouteille , et de 20 microns minimum dans les endroits difficilement accessibles .

5.3 Peinture

Après la métallisation, il est appliqué sur les bouteilles deux couches de peinture par pulvérisation électrostatique:

Une couche d'impression et une couche de finition de couleur choisie par le client.

L'épaisseur totale de la peinture est de 40microns. La peinture subit ensuite une étuve de polymérisation.

Cependant, la couche de peinture peut être inférieure à 40 microns aux endroits suivants :

- Angle aigu à la jointure du pied avec le dessous de la bouteille.
- Face intérieure de la courbure du pied
- Face intérieure de la courbure du support

6. MONTAGE DES VALVES

Après les opérations de peinture une boite à clapet (valve) est montée sur la collerette de la bouteille avec une machine à visser dont le couple de serrage est réglé à 130 Nm.

Le vissage se fait avec additivation de Loctite 290.

Afin de détecter des fuites éventuelles la bouteille sera remplie d'air sec à 7 bars puis plongée dans un bac à eau.

7. TARAGE

La bouteille finie avec valve, support et pied, est pesée avec précaution, avec une balance et la tare est inscrite sur la bouteille.

GAMME DE BOUTEILLE GPL

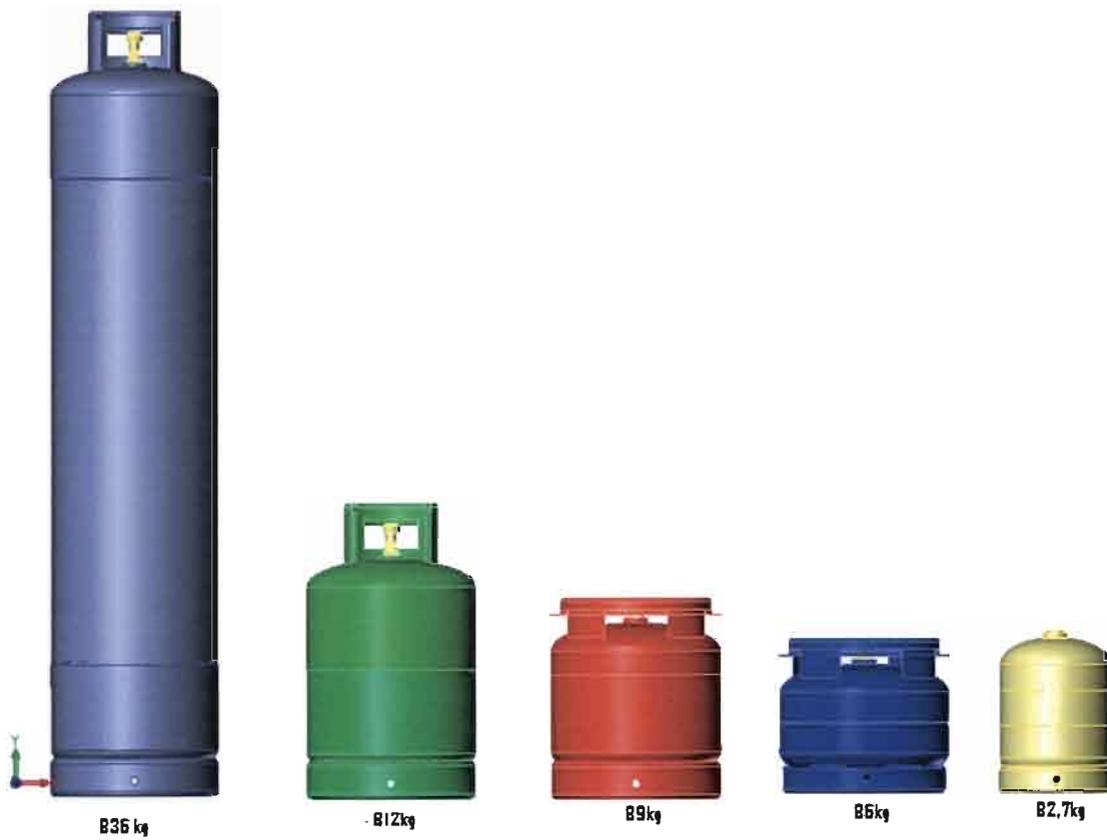
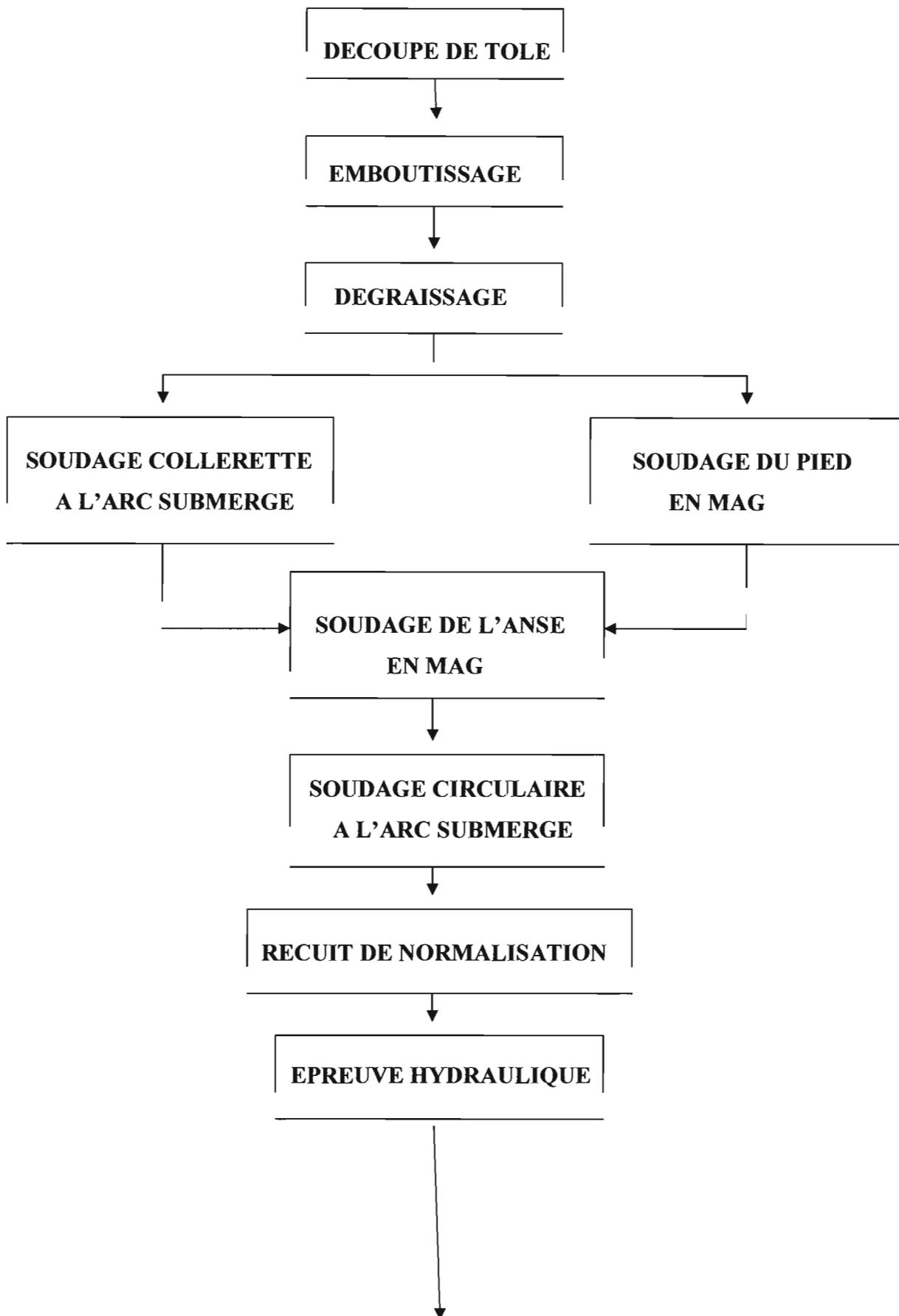
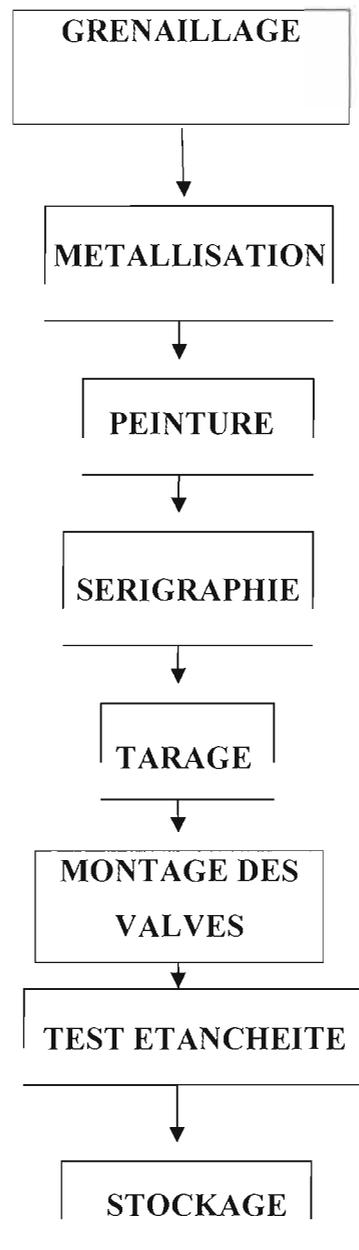


Figure I.3: gamme des bouteilles GPL

PROCESSUS DE FABRICATION DES BOUTEILLES DE 6kg



Conclusion

Le diagramme du processus de fabrication des bouteilles nous a montré la place du banc de test hydraulique dans la chaîne de production.

CHAPITRE II PRESENTATION
DU CAHIER DES
CHARGES

CHAPITRE II : Présentation du cahier des charges

II.1-Etat des lieux

Actuellement l'ancien test d'épreuve fonctionne avec des problèmes récurrents au niveau du circuit hydraulique et pneumatique. Ces problèmes sont liés à la durée de vie de la machine qui date des années 80 et aussi à la sur exploitation de la machine. En effet SITRA fournit des bouteilles de gaz à TOUBA GAZ aux entreprises locales et aussi dans la sous région tel que le Mali et le Tchad.

En dehors de ces problèmes d'ordre mécanique, pneumatique et hydraulique il y'a un problème de sécurité qui se pose car le banc utilisant de l'air comprimé et d'eau sous pression, peut à tout moment présenter des accidents.

Ainsi dans sa vision d'augmentation de la production et de remplacement de l'ancien test d'épreuve hydraulique, la solution suivante a été adoptée : la création d'un nouveau test d'épreuve en se basant sur l'ancienne machine.

II.2-Présentation du cahier des charges

La présentation de l'état des lieux a défini les exigences à satisfaire.

Ainsi nous avons à la page suivante les différents éléments qui composent l'ancienne unité d'épreuve hydraulique que nous allons étudier en vue de justifier les choix ultérieurs en termes de composants, de matériaux, de puissance, de procédé d'assemblage etc... et de déterminer les normes ou spécification à respecter et les problèmes à corriger pour la nouvelle machine qu'on mettra en place.

L'ensemble comprend :

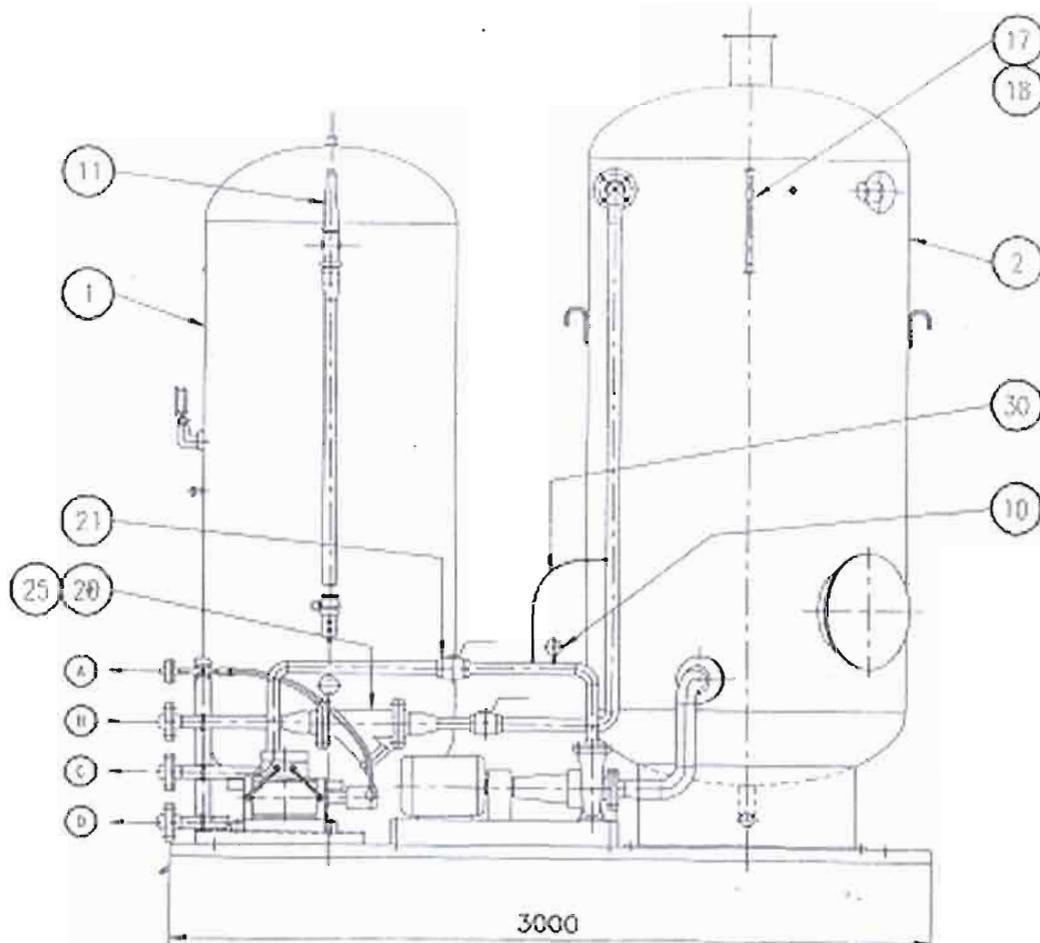
- Une plateforme support en construction métallique
- Un réservoir cylindrique vertical de capacité 3 m^3 pour le stockage de l'eau de réépreuve
- Un réservoir sous pression cylindrique vertical de capacité 2 m^3 pour le stockage de l'air comprimé nécessaire à la vidange sous pression des bouteilles
- Un groupe électropompe avec moteur antidéflagrant pour le remplissage en eau des bouteilles
- Un groupe hydropneumatique pour pression hydraulique

Ceci nous permettra de faire le dimensionnement des composants mécaniques, hydrauliques et pneumatiques, de faire des choix, et de vérifier l'existant.

DIPROM	BANC DE TEST HYDRAULIQUE	Prén : Nourou
SITRA	SYSTEME DE BASCULEMENT	Nom : DIOP
		09-06-2009
Rep	Désignation	Qté par appareil
1	Réservoir d'air-2000 litres	1
2	Réservoir d'eau-3000 litres	1
3	Chassis	1
4	Electropompe – ETANORM 32-160	1
5	Surpresseur type MHP 160-56	1
6	Joint klinger oilit	1
7	Joint klinger oilit	3
8	Joint klinger oilit	3
9	Joint klinger oilit	1
10	Manomètre à bain de glycérine	1
11	Soupape de sureté	1
13	Vanne bronze	1
14	Filtre-régulateur-lubrificateur	1
15	Manomètre à sec	1

DIPROM SITRA	BANC DE TEST HYDRAULIQUE	Prén : Nourou Nom : DIOP
	SYSTEME DE BASCULEMENT	09-06-2009
Rep	Désignation	Qté par appareil
16	Vanne de vidange	1
17	Tube rhodoid-long 380	1
18	Garniture de niveau	1
20	Filtre avec cartouche perforation 10/10 inox	1
21	Robinet à tournant sphérique	2
22	Joint klinger oilit	1
24	Flexible J410-long 1250	1
25	Joint klinger oilit	2
26	Plasticair 11x14-long 1500	1
27	Butée élastique	4
28	Moteur	1
29	Tuyau « tricoclair »20/28-long 5000	1
30	Plasticair 4x6-long 1000	1

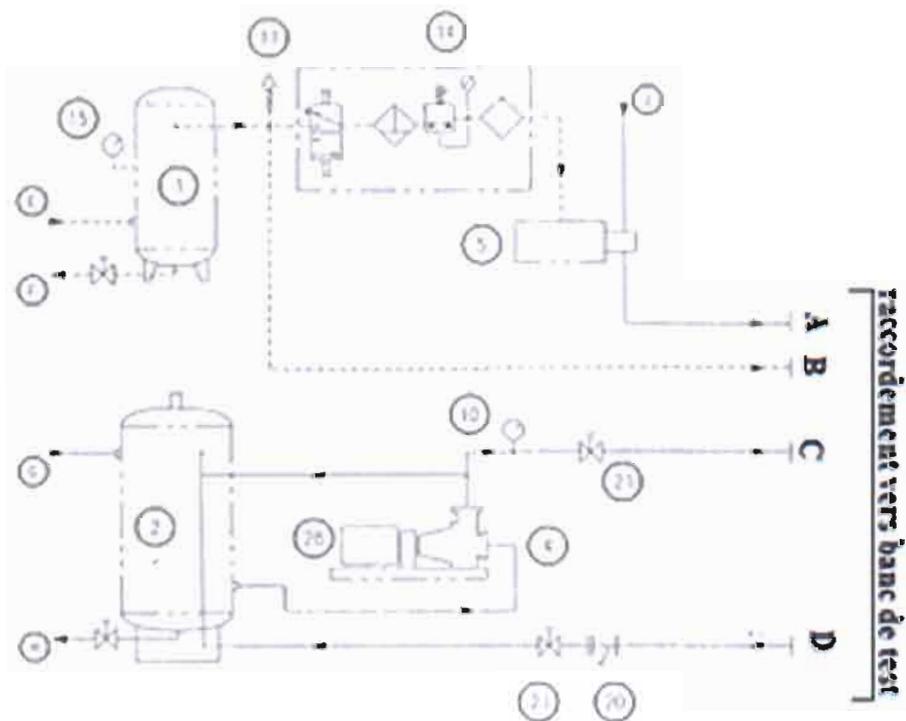
DIPROM	BANC DE TEST HYDRAULIQUE	Prén: Nourou Nom: DIOP
SITRA	ALIMENTATION	09-06-2009



Raccordement vers rampe d'épreuve

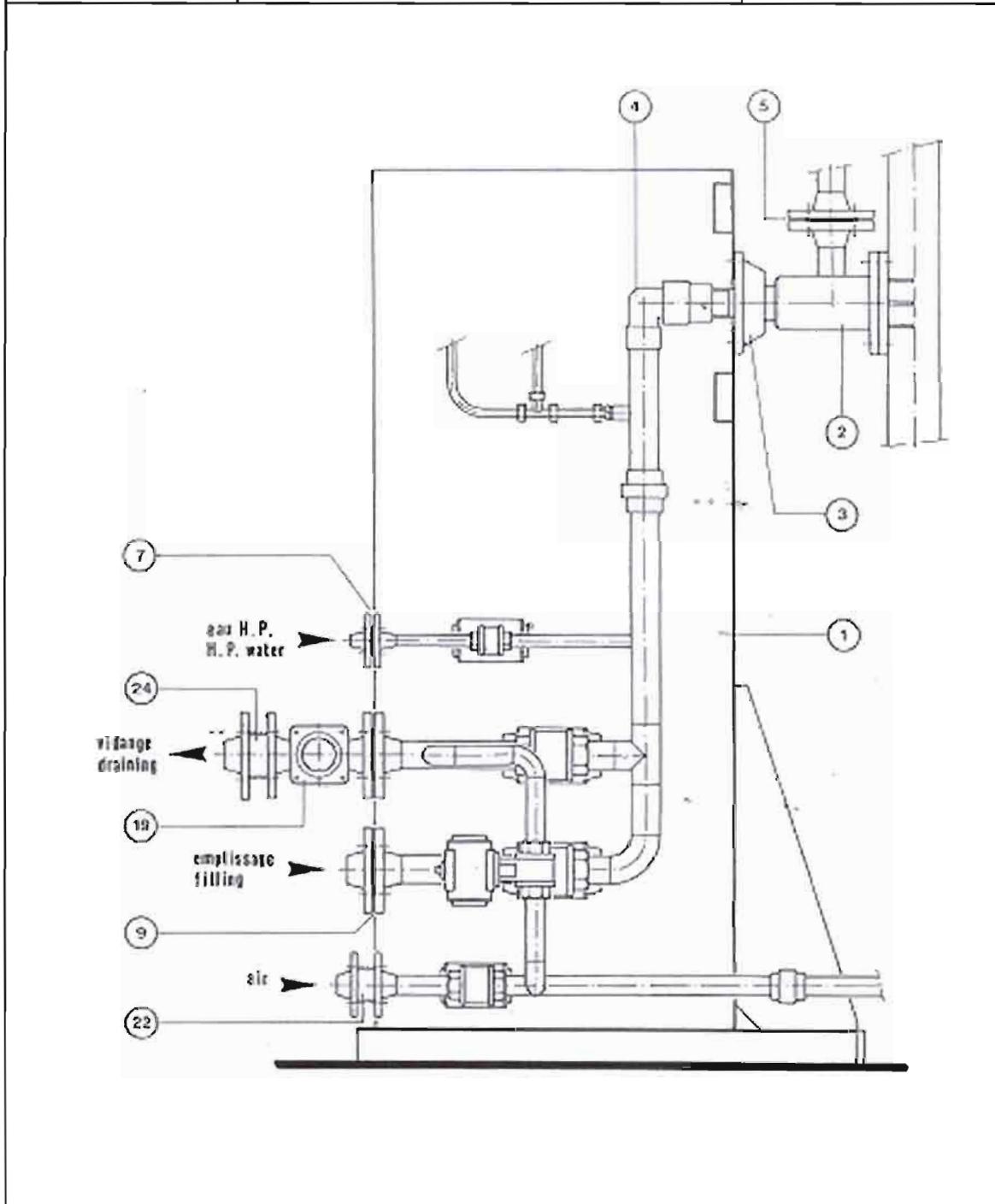
- A: eau haute pression**
- B: retour eau bouteille**
- C: eau remplissage bouteilles**
- D: alimentation air comprimé**

DIPROM SITRA	BANC DE TEST HYDRAULIQUE	Prén: NOUROU Nom: DIOP
	SCHEMA DE FONCTIONNEMENT	11-06-2009

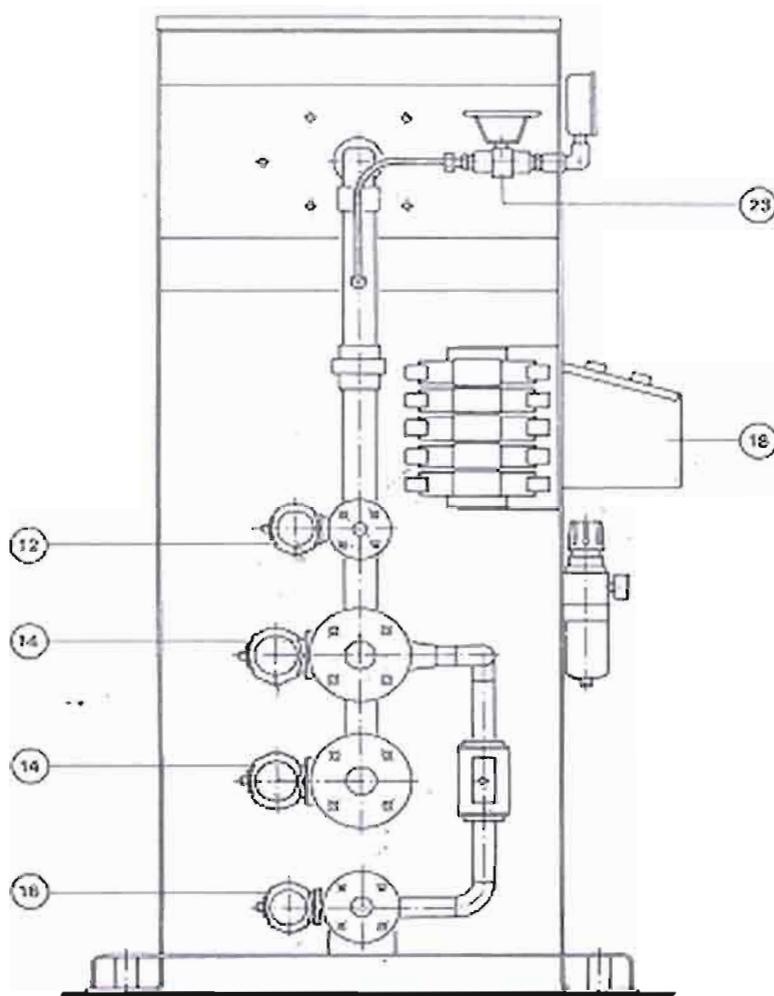


DIPROM SITRA	BANC DE TEST HYDRAULIQUE	Prén :Nourou Nom : DIOP
	BATI COTE TUYAUTERIE	08-06-2009
Rep	Désignation	Qté par appareil
1	Chassis	1
2	Tourillon « EAU »	1
3	Palier	1
4	Raccord tournant HPS diam1 1/2	1
5	Joint de bride	1
7	Joint « Klinger oilit »	1
9	Joint « Klinger oilit »	3
11	Joint « Klinger oilit »	1
12	Robinet Réf RST 68411A-diam1/2'- DN 15 Actionneur pneumatique double effet DNH 60	1
14	Robinet Réf RST 68411A-diam1/2'- DN 15 Actionneur pneumatique double effet DNH 60	2
16	Robinet Réf RST 68411A-diam1/2'- DN 15 Actionneur pneumatique double effet DNH 60	2
18	Pupitre de commande	1
19	Témoin de circulation	1
22	Clapet anti retour DN25	1
23	Robinet à tournant sphérique-1/2'	2
24	Clapet anti retour DN40	1

<p>DIPROM</p>	<p>BANC DE TEST HYDRAULIQUE</p>	<p>Prén: NOUROU Nom: DIOP</p>
<p>SITRA</p>	<p>BATI COTE TUYAUTERIE</p>	<p>08-06-2009</p>

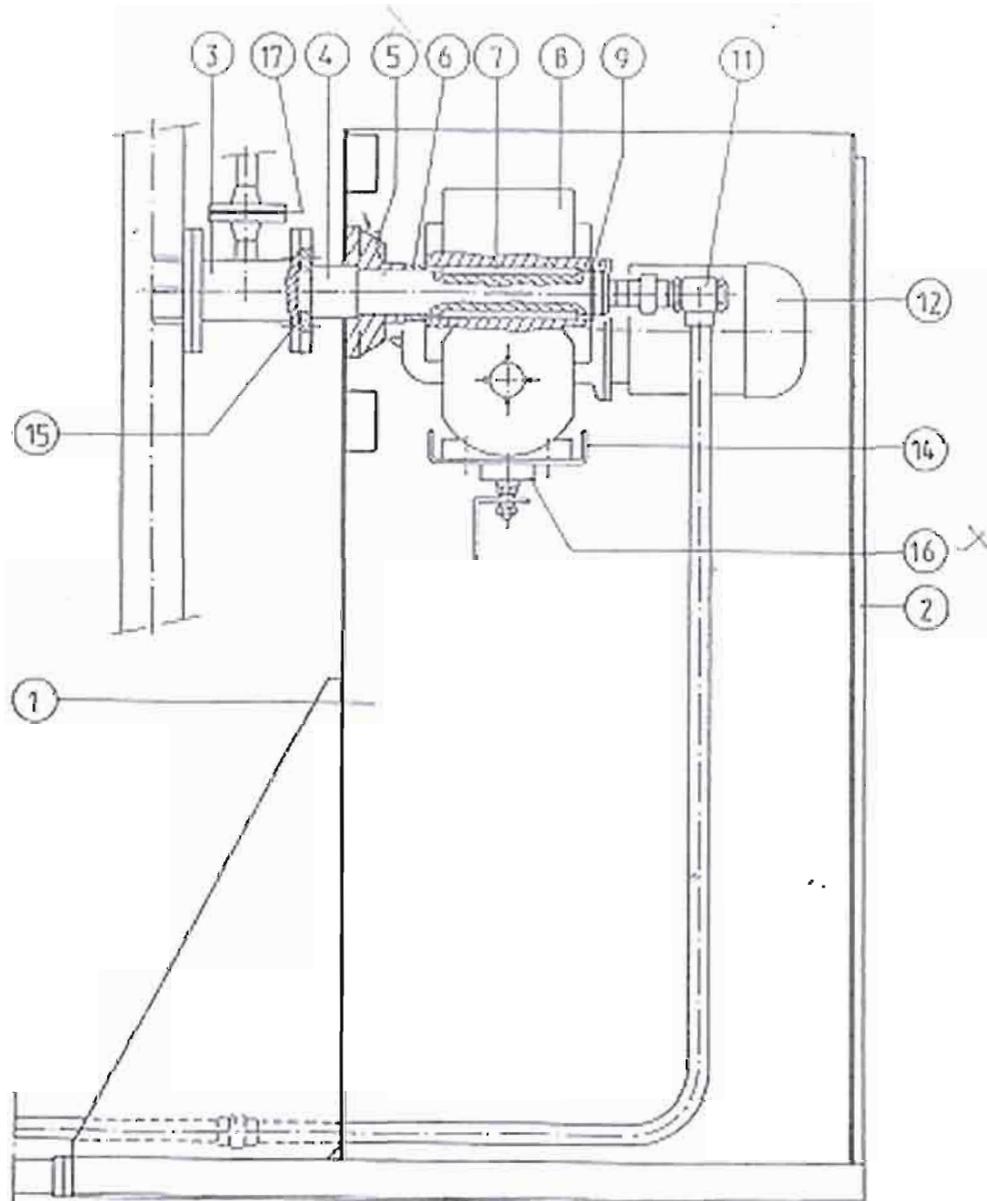


DIPROM SITRA	BANC DE TEST HYDRAULIQUE	Prén: Nourou Nom: DIOP
	SYSTEME DE BASCULEMENT	07-06-2009



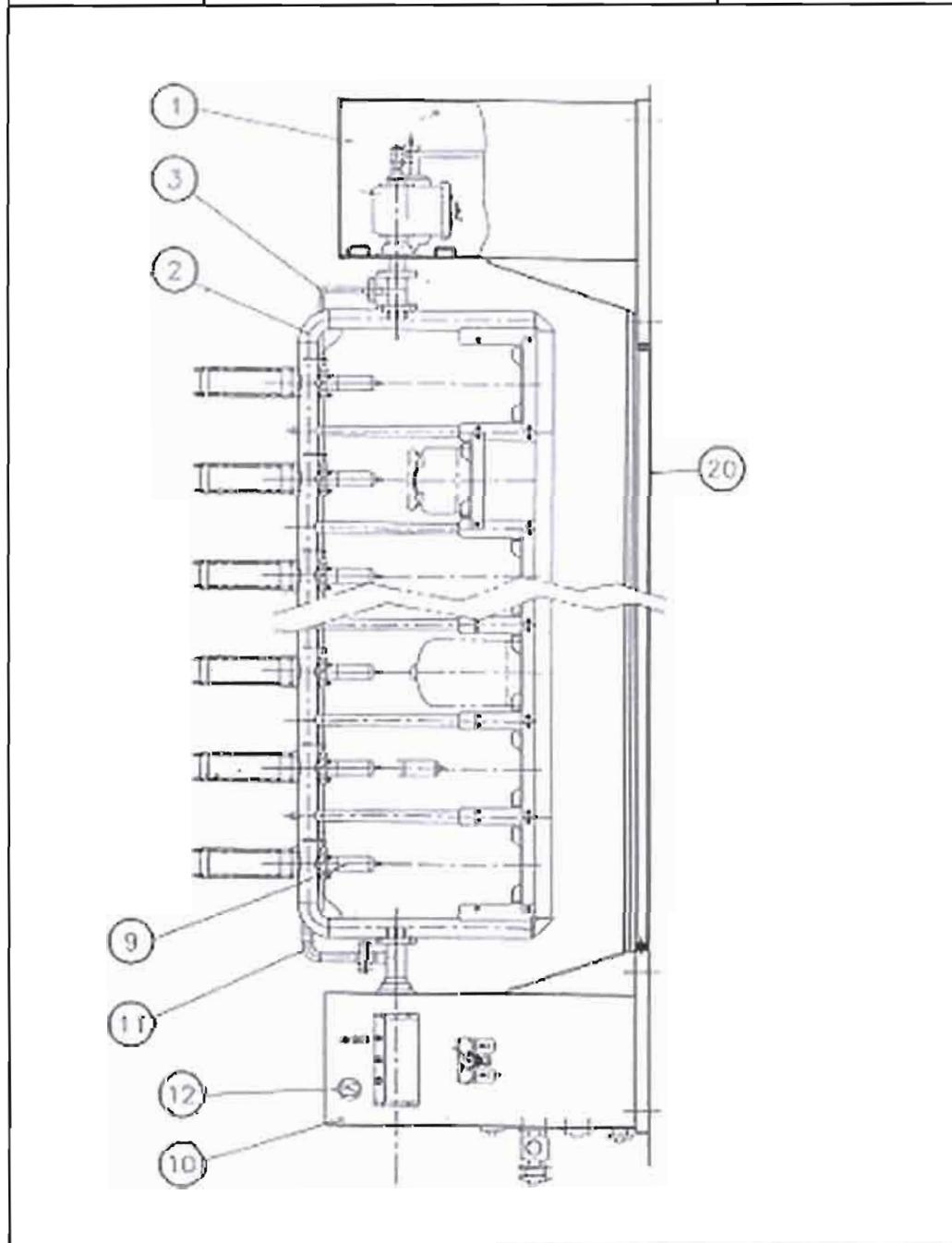
DIPROM	BANC DE TEST HYDRAULIQUE	Prén : Nourou
SITRA	SYSTEME DE BASCULEMENT	Nom : DIOP
		10-06-2009
Rep	Désignation	Qté par appareil
1	Chassis	1
2	Capot	1
3	Tourillon « AIR »	1
4	Arbre	1
5	Palier	1
6	Entretoise	1
7	Clavette	2
8	Réducteur type A1250 UDSM 500- bride F165	1
9	Circlips extérieur	1
11	Raccord tournant diam 1"	1
12	Moteur pneumatique 8AM ARV71	1
14	Support réducteur	1
15	Joint torique	1
16	Butée élastique	2
17	Joint de bride	1

DIPROM SITRA	BANC DE TEST HYDRAULIQUE	Prén: Nourou Nom: DIOP
	SYSTEME DE BASCULEMENT	10-06-2009



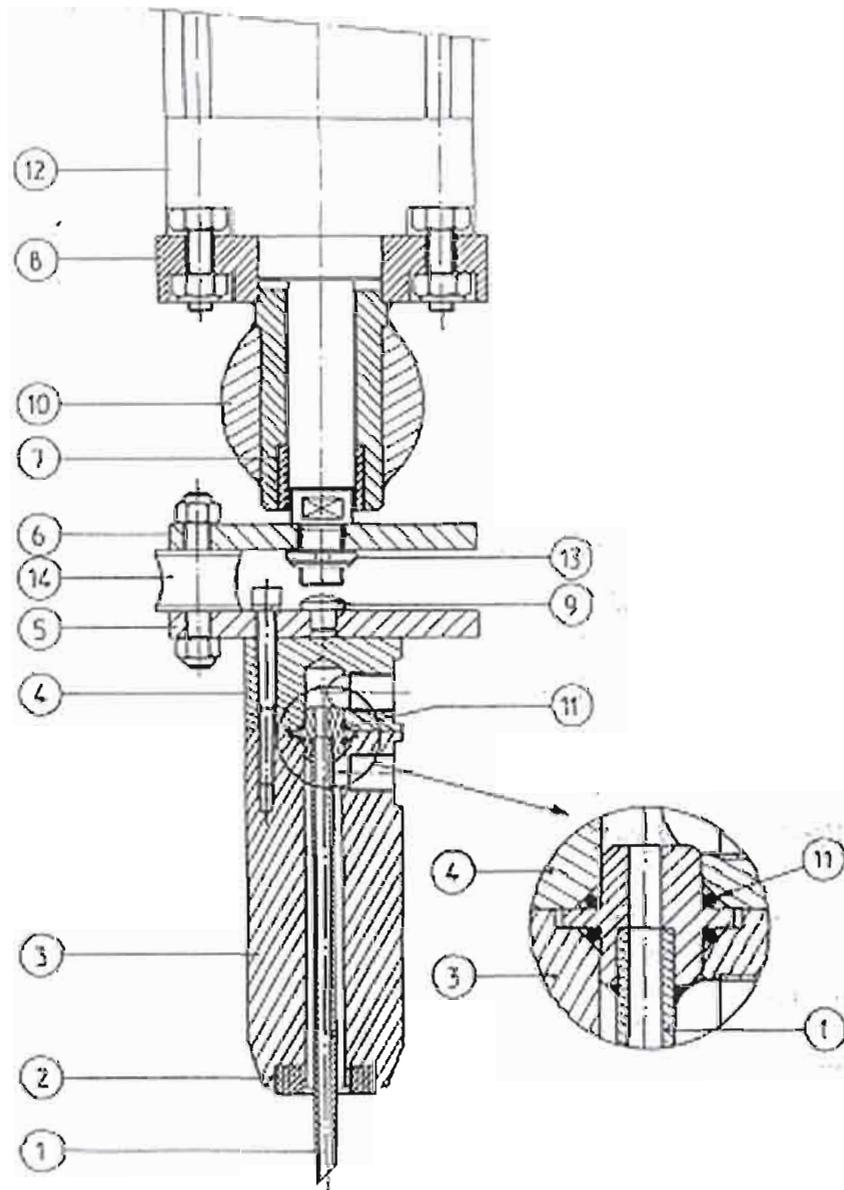
DIPROM SITRA	BANC DE TEST HYDRAULIQUE	Prén :Nourou Nom : DIOP
	SYSTEME DE BASCULEMENT	10-06-2009
Rep	Désignation	Qté par appareil
1	Système de basculement	1
2	Rampe 10 postes	1
3	Collecteur « air »	1
9	Tête d'épreuve à serrage pneumatique	10
10	Bâti côté tuyauterie	1
11	Collecteur « eau »	1
12	Manomètre à bain de glycérine	1
20	Traverse	2
22	Flexible SAE 100 R6-long 800	20

DIPROM SITRA	BANC DE TEST HYDRAULIQUE	Prén: Nourou Nom: DIOP
	SYSTEME DE BASCULEMENT	08-06-2009



DIPROM SITRA	BANC DE TEST HYDRAULIQUE	Prén : Nourou Nom : DIOP
	TETE PNEUMATIQUE	10-06-2009
Rep	Désignation	Qté par appareil
1	Canule	1
2	Joint	1
3	Bloc porte joint	1
4	Tête d'épreuve	1
5	Plaque d'appui	1
6	Plaque d'appui	1
7	Bague « Glycodur »	1
8	Support vérin	1
9	Plot	1
10	Rampe d'épreuve	1
11	Joint torique	2
12	Vérin « CNOMO »P125	10
13	Ecrou	1
14	Butée élastique	3

DIPROM SITRA	BANC DE TEST HYDRAULIQUE	Prén:NOUROU Nom:DIOP
	TETE PNEUMATIQUE	10-06-2009



CHAPITRE III ETUDE THEORIQUE

CHAPITRE III : Etude théorique

L'étude théorique des composants du banc nous permettra d'orienter notre choix sur le matériau, la puissance, le procédé d'assemblage...

I-ETUDE DES COMPOSANTS MECANIQUES

I.1-OSSATURE

I.1.2- Vérification des contraintes au niveau de l'arbre

I.1.2.a- Caractéristique des deux demi-arbres

Acier 45 SCD 6 :

Module d'Young = 220000 MPa

Coefficient de Poisson = 0.28

Masse volumique = 7850 kg/m³

Coefficient de dilatation = 13.00 E-m/K

Limite élastique = 1450.00 MPa

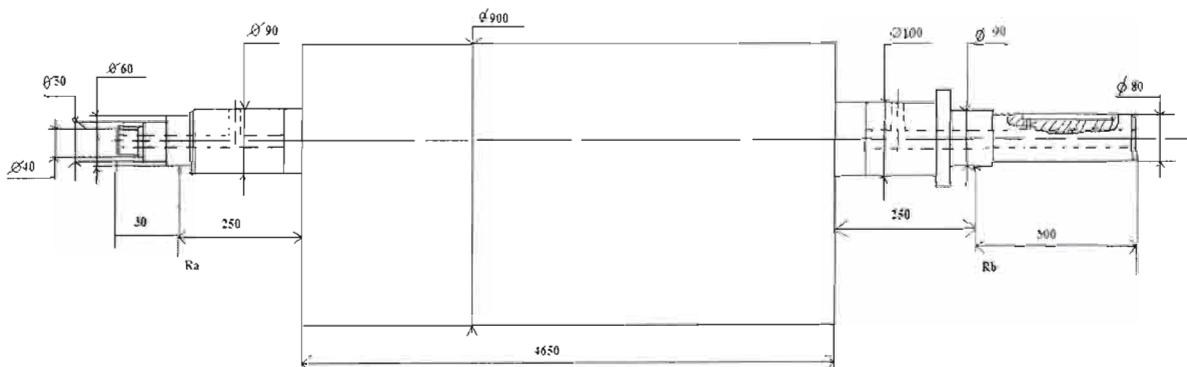
Conductivité thermique = 50.00 W/(m.K)

Capacité thermique massique = 456.05 J/(kg.K)

Pour la suite nous vérifierons la résistance de l'arbre déjà commandé car complexe à réaliser sur place et aussi nous allons montrer la zone où les contraintes sont maximales.

I.1.2.b- L'ossature tournante

L'ossature tournante est composée d'une structure où est fixé au dessus 10 vérins et en dessous elle reçoit les 10 bouteilles qu'on doit tester, aux deux extrémités sont fixés par boulons les deux arbres qui reposent sur deux bâtis par l'intermédiaire de paliers.



I.1.2.c- Calcul des contraintes

I.1.2.c-Calcul des contraintes

Pour simplifier les calculs nous allons considérer l'ossature comme un seul arbre voir dessin suivant. En plus nous allons estimer le poids de tous les éléments constituant l'ossature et le poids de toutes les bouteilles chargées qui vont s'appliquer en son milieu.

Calcul du poids de l'ossature

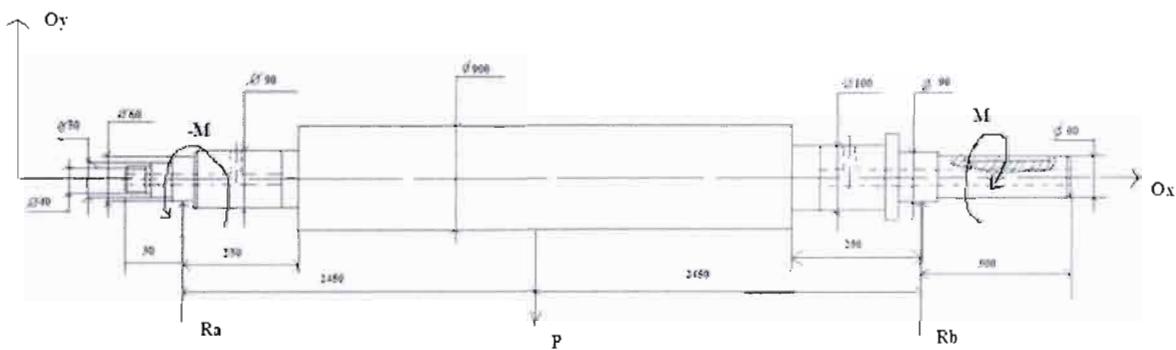
Le poids des tubes utilisés est donné à l'annexe (tube pour plomberie)

	Masse linéique	Longueur totale	Masse
Tube diamètre extérieur $\varnothing=48,3$ mm	4,43kg/m	8,55m	38 kg
Tube diamètre extérieur $\varnothing=88,9$ mm	10,10kg/m	= 6,8m	68,68 kg
Masse bouteille 12 kg surpressées			380 kg
Tube carrée			73 kg
Masse totale			580 kg

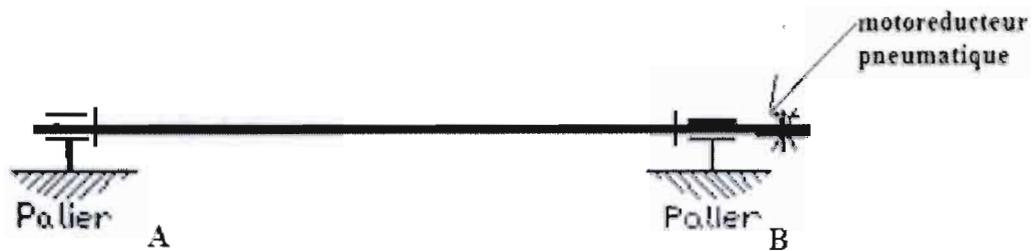
Ajoutons une marge d'erreur de 20% (poids des dix vérins y compris)

Poids total sera = $(580 + 580 * 20\%) * 10 = 6960$ N \approx 7 KN

Bilan des actions mécaniques



Représentation des actions mécaniques sur l'ossature

Modélisation de l'ossature

Autres données

Le poids P de l'ossature plus chargement = 7 KN

Le couple moteur = 4,2 K N.m

Calcul des efforts extérieurs

L'ossature isolée est soumise :

- Au couple moteur d'entraînement M
- à l'action du poids P
- à l'action de la liaison en A (pivot)
- à l'action de la liaison en B (pivot)

Appliquons le principe fondamental de la statique

$$\sum F_{\text{extérieure}} = 0$$

$$\sum M_{\text{Fexterieur /b}} = 0$$

$$R_a - P + R_b = 0$$

$$4900 R_a - 2450 P = 0$$

$$R_a = 2450 P / 4900 = (2450 * 7000) / 4900 = 3,5 \text{ KN}$$

$$R_b = P - R_a = 7000 - 3500 = 3,5 \text{ KN}$$

$$R_a = R_b = 3,5 \text{ KN}$$

R_a la réaction à l'appui A

R_b la réaction à l'appui B

I.1.2.d-Détermination des contraintes de flexion

Définition

Une poutre est sollicitée en flexion lorsque en toute section droite S de la poutre, la dite section est soumise à son barycentre à une action composée d'une résultante \mathfrak{R} contenue dans le plan de symétrie et un M moment perpendiculaire à ce dernier. Dans le cas de l'ossature étudiée, le tenseur de cohésion s'écrit[1] :

$$\{\tau_{coh}\} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{\mathfrak{R}}; \vec{M} \\ \end{array} \right\}_{(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})} = \left. \begin{array}{l} 0 \quad 0 \\ \mathbf{R} \quad 0 \\ 0 \quad M_{fz} \end{array} \right\}_G$$

Calcul des contraintes normales

Déterminons la contrainte théorique $\sigma(x)$ le long de l'ossature par la relation suivante [1]

$$\sigma(x) = \frac{Mf(x).d}{2.Ix}$$

$$Ix = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$\sigma(x) = \frac{32.Mf(x)}{\pi d^3} \quad (6)$$

- $Mf(x)$ Le moment de flexion dans la section droite située à une distance x de o . $Mf(x)$ est la somme algébrique des moments de toutes les forces extérieures qui agissent sur l'arbre à gauche de la section par rapport à son centre de gravité.
- d = Diamètre de l'arbre au point x
- Ix = Moment quadratique de l'arbre à la section x

$$0 \leq x \leq 0.03 : Mf_1(x) = 0$$

$$0.03 \leq x \leq 2.4 : Mf_2(x) = Ra(x - 0.03)$$

$$2.48 \leq x \leq 4.93 : Mf_3(x) = Ra(x - 0.03) - P(x - 2.48)$$

$$4.93 \leq x \leq 5.23 : Mf_4(x) = Ra(x - 0.03) - P(x - 2.48) + Rb(x - 4.93)$$

$$\text{Pour } x=0, Mf=0 \Rightarrow \sigma_0=0$$

$$\text{Pour } x=0.03, Mf=0 \Rightarrow \sigma_{0.03}=0$$

$$\text{Pour } x=0.04, Mf=35 \text{ N.m} \Rightarrow \sigma_{0.04}=1.65 \text{ MPa}$$

$$\text{Pour } x=0.280, Mf=980 \text{ Nm} \Rightarrow \sigma_{0.280}=13.7 \text{ MPa}$$

Pour $x=4.680$, $Mf=875Nm \Rightarrow \sigma_{4.680}=8.91MPa$

Pour $x=4.890$, $Mf=140Nm \Rightarrow \sigma_{4.890}=1.95MPa$

Pour $x=4.93$, $Mf=0 \Rightarrow \sigma_{4.93}=0$

Calcul des contraintes réelles

Définition

Lorsqu'une poutre possède une variation brusque de section, les hypothèses de la résistance des matériaux ne sont plus vérifiées, car autour de ces zones les contraintes réelles sont beaucoup plus importantes que les contraintes théoriques. Ce phénomène local est appelé phénomène concentration de contraintes.

Pour tenir compte de ce phénomène, nous introduisons la notion de coefficient de concentration des contraintes k_t qui est défini comme étant le rapport [3] :

$$k_t = \frac{\sigma_r}{\sigma_{th}}$$

- σ_r : Représente la contrainte nominale, due aux différentes sollicitations calculées à partir de la résistance des matériaux, dans une section sans tenir compte de la discontinuité de forme
- σ_{th} : Représente la contrainte réelle donnée par la superposition de contrainte nominale et de la contrainte due à l'effet de variation de section.

Le coefficient k_t ne dépend que du mode de sollicitation et de la géométrie de la discontinuité de forme .

Application

L'arbre présentant des brusques variations de sections aux points de coordonnées :

$x=0,04$

$x=0,280$

$x=4,680$

$x=4,890$

Aux voisinages de ces points, la répartition des contraintes n'est pas linéaire. La contrainte réelle à pour expression [4]:

$$\sigma_{réelle} = k_f * \sigma_{théorique} \quad (7)$$

k_f : coefficient de concentration de contrainte relatif à la flexion.

k_f : coefficient de concentration de contrainte relatif à la flexion.

K_f : est déterminé à partir de la courbe de concentration de contrainte de la figure (voir annexe courbe de concentration de contrainte) par rapport à $\frac{D}{d}$ et à $\frac{r}{d}$ (avec r rayon du congé de l'épaulement).

Pour $x=0,04$ on a $D=0,04$; $d=0,03$; $r=0,005 \Rightarrow k_f=1,4$

$\sigma_{réelle} = 1,4 * 1,65 = 2,31$ MPa

Pour $x=0,280$ on a $D=0,18$; $d=0,09$; $r=0,009 \Rightarrow k_f=1,8$

$\sigma_{réelle} = 1,8 * 13,7 = 24,66$ MPa

Pour $x=4,680$ on a $D=0,18$; $d=0,1$; $r=0,009 \Rightarrow k_f=1,8$

$\sigma_{réelle} = 1,8 * 8,91 = 16$ MPa

Pour $x=4,93$ on a $D=0,09$; $d=0,08$; $r=0,005 \Rightarrow k_f=1,7$

$\sigma_{réelle} = 1,7 * 1,95 = 3,3$ MPa

1.1.2.e-Détermination des contraintes de tangentielle

- Définition

Une poutre est sollicitée à la torsion si le torseur associé aux forces de cohésions peut se réduire en G (barycentre de la section droite (s)) à un moment perpendiculaire à (s). Dans le cas de l'ossature étudié, le torseur de cohésion s'écrit :

$$\{\tau_{coh}\} = \{\bar{R}; \bar{M}\}_{(x,y,z)} = \underset{G}{\left\{ \begin{array}{l} 0 \quad M_t \\ 0 \quad 0 \\ R \quad 0 \end{array} \right\}}$$

- Hypothèse :

- L'arbre est un solide réel dont le matériau est homogène, isotrope, rectiligne et de section circulaire
- Les actions extérieures dans les sections extrêmes sont modélisables par deux moments

opposés portés par l'axe de l'arbre

Calcul des contraintes tangentielles théoriques

Déterminons la contrainte théorique $\tau_{th}(x)$ le long de l'ossature dans les sections réputées dangereuses où l'arbre présente de brusques variations de section

Par définition [3]
$$\tau_{th} = \frac{Mt(x).d}{2I_0}$$

Pour une section circulaire
$$I_0 = \frac{\pi.d^4}{32}$$

Donne [3]
$$\tau_{th} = \frac{16 Mt(x)}{\pi.d^3} \quad (8)$$

- $Mt(x)$ = Moment de torsion à la section x . Le moment de torsion peut être défini pour toute

section droite d'une poutre comme la somme algébrique des moments des couples appliqués sur un côté de la section considérée. Le choix du côté est fait de façon arbitraire ($N.m$).

- I_0 = Moment quadratique polaire de la section considérée par rapport à ($o x$), axe perpendiculaire à cette dernière en o (m^2).

- d = diamètre de l'arbre à la section droite considérée (m).

Pour $0 \leq x \leq 5230$ $Mt(x)$ est égal au couple C_m développé par le moteur

Pour le moteur pneumatique choisi : $P_{max} = 0,8 \text{ KN}$ pour une pression de 7 bars et une vitesse de 300 tours/mn

Le moteur étant accouplé à un réducteur qui transmet intégralement la puissance avec un rapport de réduction de 300/1 on aura donc le couple à la sortie du réducteur qui est :

$$C_m = \frac{30.P}{\pi N} = \frac{30 \cdot 800}{1 \cdot \pi} = 7,6 \text{ KN.m}$$

suffisant pour faire tourner l'ossature avec sa charge

maximale

Pour $x=0,04$ on a : $\tau_{th} = 605,1 \text{ MPa}$

Pour $x=0,280$ on a : $\tau_{th} = 53,1 \text{ MPa}$

Pour $x=4,680$ on a : $\tau_{th} = 38,7 \text{ MPa}$

Pour $x=4,890$ on a : $\tau_{th} = 75,6 \text{ MPa}$

Calcul des contraintes tangentielles réelles

L'ossature présente une brusque variation de section aux points de coordonnées cités ci-dessus avec la présence de rainure de clavette. Donc au voisinage de ces zones assez particulières la contrainte réelle à pour expression :

$$\tau_{réelle} = k_t \cdot \tau_{théorique}$$

$$\tau_{réelle} = k_t * \tau_{théorique}$$

$\tau_{réelle}$: contrainte de torsion réelle en (MPa)

$\tau_{théorique}$: contrainte de torsion théorique en (MPa)

k_t : Coefficient de concentration de contrainte

Détermination de coefficient de concentration de contraintes

(voir annexe courbe de concentration de contrainte)

Pour $x=0,04$ on a $D=0,04$; $d=0,03$; $r=0,005 \Rightarrow k_t=1,28$

$$\tau_{réelle} = 1,28 * 605,1 = 774,5 \text{ MPa}$$

Pour $x=0.280$ on a $D=0,18$; $d=0,09$; $r=0,009 \Rightarrow k_t=1,45$

$$\tau_{réelle} = 1,45 * 53,1 = 77 \text{ MPa}$$

Pour $x=4.680$ on a $D=0,18$; $d=0,1$; $r=0,009 \Rightarrow k_t=1,44$

$$\tau_{réelle} = 1,44 * 38,7 = 55,7 \text{ MPa}$$

Pour $x=4.93$ on a $D=0,09$; $d=0,08$; $r=0,005 \Rightarrow k_t=1,5$

Dans cette zone on a la présence d'une rainure, le coefficient de concentration de contrainte

dépend de $\frac{r}{h}$ avec r : rayon du congé et h profondeur de la rainure $r=0,005$; $h=0,01 \Rightarrow$

$$k_{tep}=2$$

$$\tau_{réelle} = k_t * k_{tep} * \tau_{théorique} = 1,5 * 2 * 75,6 = 226,8 \text{ MPa}$$

1.1.2.f-Détermination des contraintes normales équivalentes

Un arbre est soumis à une sollicitation composée de flexion et de torsion si le torseur associé aux forces de cohésion peut se réduire en G (barycentre de la section considérée) à un moment de torsion et à un moment de flexion. Le torseur de cohésion s'écrit alors :

$$\{\tau_{coh}\} = \left\{ \bar{\mathbf{R}}; \bar{\mathbf{M}} \right\}_{(x,y,z)} =_G \left\{ \mathbf{R}, \bar{M}_t + \bar{M}_f \right\}$$

Les contraintes normales et tangentiels agissent simultanément et il y a majoration de chacune d'elles. Ainsi on calcul la contrainte idéale en un point d'une section droite considérée suivant l'expression [3] :

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{2} \left(\sigma_x + \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau^2} \right) \quad (10)$$

Dans le cas de notre étude, l'ossature est soumise à un état combiné de flexion et de torsion. Si on considère les sections particulières de l'arbre présentant une discontinuité de forme (changement brusque de section), on obtient :

Au point $x=0,04$: $\sigma_{eq}=775,65$ MPa

Au point $x=0,280$: $\sigma_{eq}=90,31$ MPa

Au point $x= 4,680$: $\sigma_{eq}=37$ MPa

Au point $x=4,93$: $\sigma_{eq}=115,06$ MPa

Conclusion

La partie de l'ossature la plus sollicitée est la section qui a pour coordonnées $x= 0,04$. Dans cette section la contrainte maximale ($\sigma_{eq}=775,65$ MPa) reste bien inférieure à la limite élastique de l'arbre dont la valeur est égale à 1450 MPa. De la on conclut que le calcul de prédétermination de l'ossature prouve qu'elle va supporter son propre poids et celle de la charge maximale (bouteilles de 12 kg) sans risque de rupture.

I.2 -Dimensionnement des réservoirs

I.2.a-Dimensionnement d'un réservoir sous pression concept de fuite avant rupture

On cherche à dimensionner les cylindres, c'est-à-dire à déterminer l'épaisseur optimale du tube qui n'entraîne aucun risque de rupture possible pour une pression test de deux fois la pression de service. Pour cela on analysera les différents risques de rupture suivants :

- Rupture par charge limite
- Rupture par fissuration critique

La contrainte orthoradiale σ_{∞} est largement plus grande que toutes les autres dès lors que e/R est petit devant 1. On considérera donc un état de contrainte uniaxiale, avec pour seule composante non nulle

$$\sigma_{\infty} = PR/e \quad (11)$$

P : pression maximum en service

R : rayon extérieur du réservoir

e : épaisseur du réservoir

- Fissuration par charge limite :

Soit σ_y la limite d'élasticité du matériau, supposée égale à la contrainte ultime à rupture (matériau élastique-parfaitement plastique). Etablir le critère en P et e afin que le réservoir reste toujours en deçà de la charge limite.

Pour prévenir la rupture par charge limite, il faut que σ_{∞} reste inférieure à σ_y , ce qui impose que l'épaisseur reste supérieure à une valeur limite e_l .

$$e \geq e_l = \frac{PR}{\sigma_y} \quad (12)$$

➤ Rupture par fissuration critique :

Dans l'épaisseur du cylindre, les défauts sont modélisés par des disques de diamètre 2a. Les défauts qui débouchent en surface ont en général une section elliptique, le petit axe étant situé en direction radiale. On effectue donc une évaluation conservative en les assimilant à des demi-disques de diamètre 2a. Dans les deux configurations de défaut (Fig.I.2.1) le facteur d'intensité de contrainte K sera approché par la relation [1] :

$$K = \sigma_x \sqrt{\pi a} \quad (13)$$

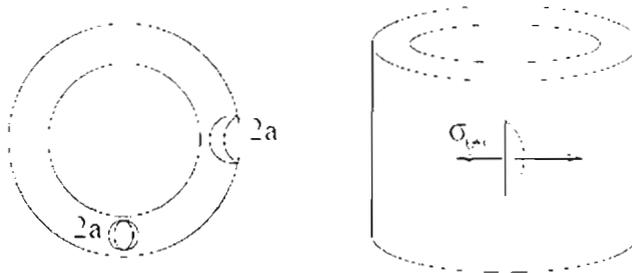


Figure III.1 : Schématisation des défauts dans le réservoir

Le diagramme (Fig.I.2.2) dans le plan $\log(a)$ - $\log(\sigma)$ est la réunion d'une droite horizontale $\sigma = \sigma_y$ correspondant à la charge limite, et la droite de pente -0.5 représentant la relation $\sigma\sqrt{\pi a} = k_c$, qui modélise la rupture par fissuration critique. La valeur critique de a est donc a_c telle que $\sigma_y\sqrt{\pi a} = k_c$, soit[1] :

$$a_c = \frac{1}{\pi} \cdot \left(\frac{K_c}{\sigma_y} \right)^2 \quad (14)$$

-Si on augmente P depuis A, le réservoir casse par charge limite. C'est un mode de rupture qui n'est pas considéré comme dangereux, car il est associé à des déformations élevées, qui peuvent être repérées avant rupture (par exemple par la pose de capteurs sur la surface extérieure du réservoir). Par ailleurs ces déformations conduisent à des chutes de pression qui stabilisent le système.

-Si on augmente P depuis B, le réservoir casse par fissuration rapide. C'est un mode de ruine catastrophique qu'il faut absolument éviter. Pour cela il suffit d'être sûr que tous les défauts

présents dans le matériau sont de taille inférieure à la taille du défaut critique a_c . Cela est vérifié si $e \leq 2a_c$

Les normes de sécurité imposent $e \leq a_c$ (facteur de sécurité de 2).

Une bonne conception de la structure impose une épaisseur e telle que :

$$e_1 \leq e \leq a_c$$

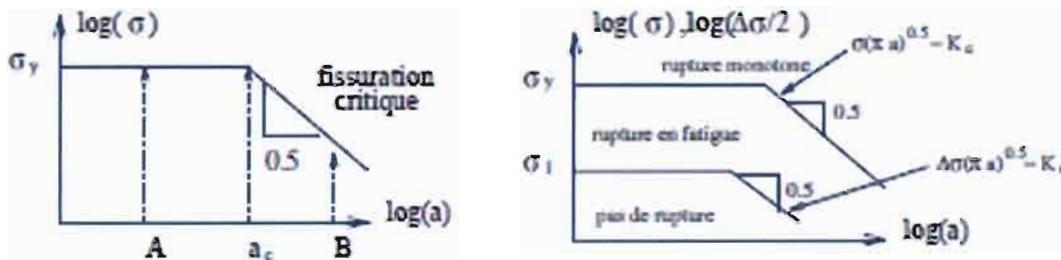


Figure III.2 : Diagramme définissant le domaine sécurité dans le plan a - σ sous chargement monotone et en fatigue

APPLICATION :

I.2.b – Dimensionnement du réservoir d'air sous pression

Pression de service: 10 bars

Pression épreuve: 15 bars

Température maxi de service et de calcul: 50°C

Température mini de service :- 16°C

Coefficient de joint $z=0.7$

Capacité totale: 2000L

Choix du matériau: P 265 GH

P: acier pour appareil à pression

La valeur minimale de la limite d'élasticité pour la gamme d'épaisseur la plus faible = 265 Mpa

G: Trempé et Revenu

H: Température élevée

$K_c=35\text{Mpa}$

$\sigma_y= 265\text{ Mpa}$

$$R = 0.5 \text{ m}$$

$$P = 20 \text{ bars}$$

$$a_c = (1/\pi) * (35/265) = 0.0055 \text{ m} = 5.5 \text{ mm}$$

$$e_t = 2 * 0.5 / 265 = 0.0037 \text{ m} = 3.7 \text{ mm}$$

$$\text{on a : } 3.7 \leq e \leq 5.5$$

Ainsi on peut choisir une épaisseur de tôle $e = 5 \text{ mm}$ de P 265 GH dont nous allons faire le dessin du réservoir (Fig.I.2.3) afin de le réaliser à la chaudronnerie par une équipe de soudeurs homologués.

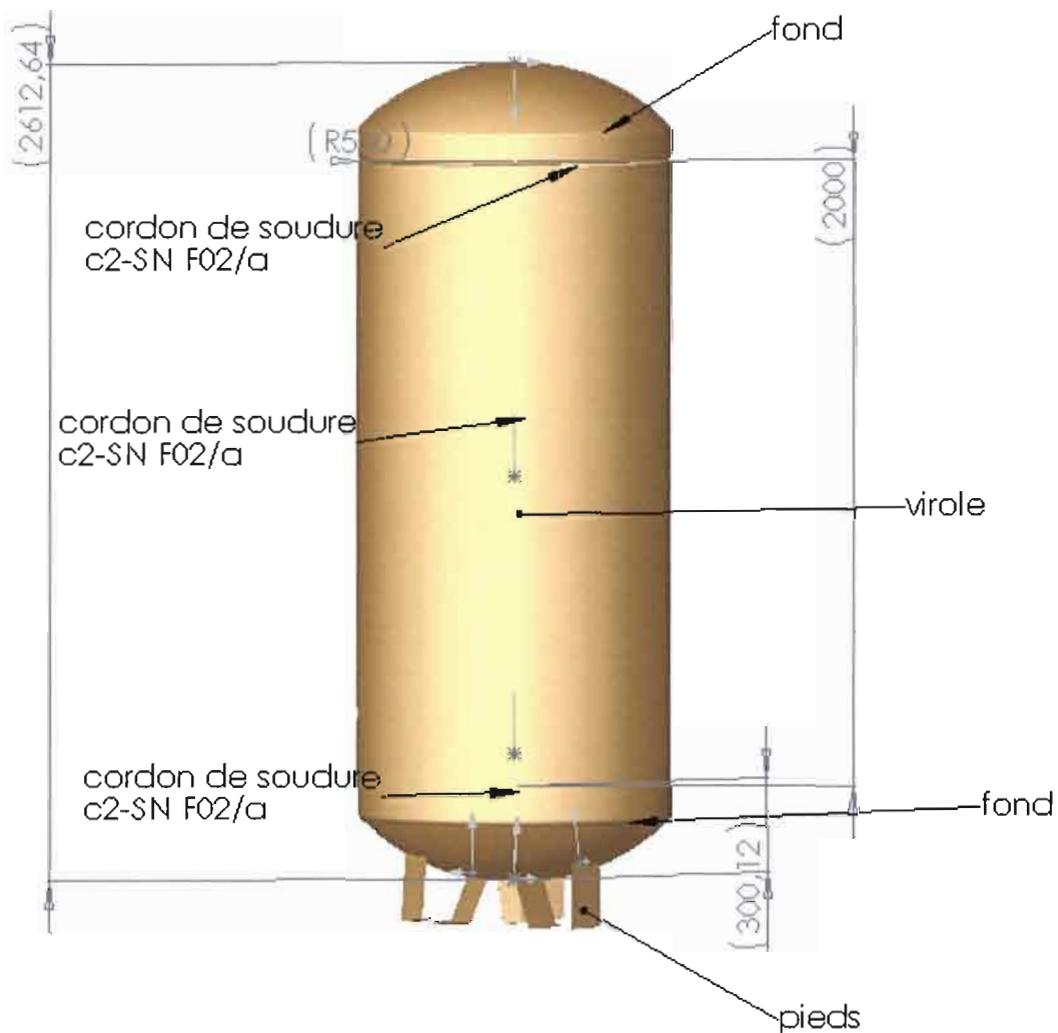


Figure III.3 : Réservoir d'air sous pression.

Conclusion

La conception et le dimensionnement du Réservoir sous pression d'air étant déjà faits précédemment, il ne restait que la réalisation mais le tôle P 265 GH n'existant pas sur le marché, nous avons prévu d'alimenter la nouvelle machine avec le réservoir existant.

I.2.c- Dimensionnement du réservoir d'eau industrielle

Pression de service: 4 bars

Pression épreuve: 7 bars

Capacité totale : 2000L

Choix du matériau : E 24

E : acier de construction mécanique

Limite d'élasticité : 24 Mpa

$K_c=4$ Mpa

$\sigma_y=24$ Mpa

$R=0.6$ m

$P=8$ bars

$a_c=(1/\pi)*(4/24)^2=8.8$ mm

$e_l=0.8*0.6/24=2$ mm

on a : $2 \leq e \leq 8.8$

Ainsi on peut choisir une épaisseur de tôle $e=6$ mm de E 24 dont nous allons faire le dessin du réservoir (Fig.III.4) afin de le réaliser à la chaudronnerie par une équipe de soudeurs homologués.

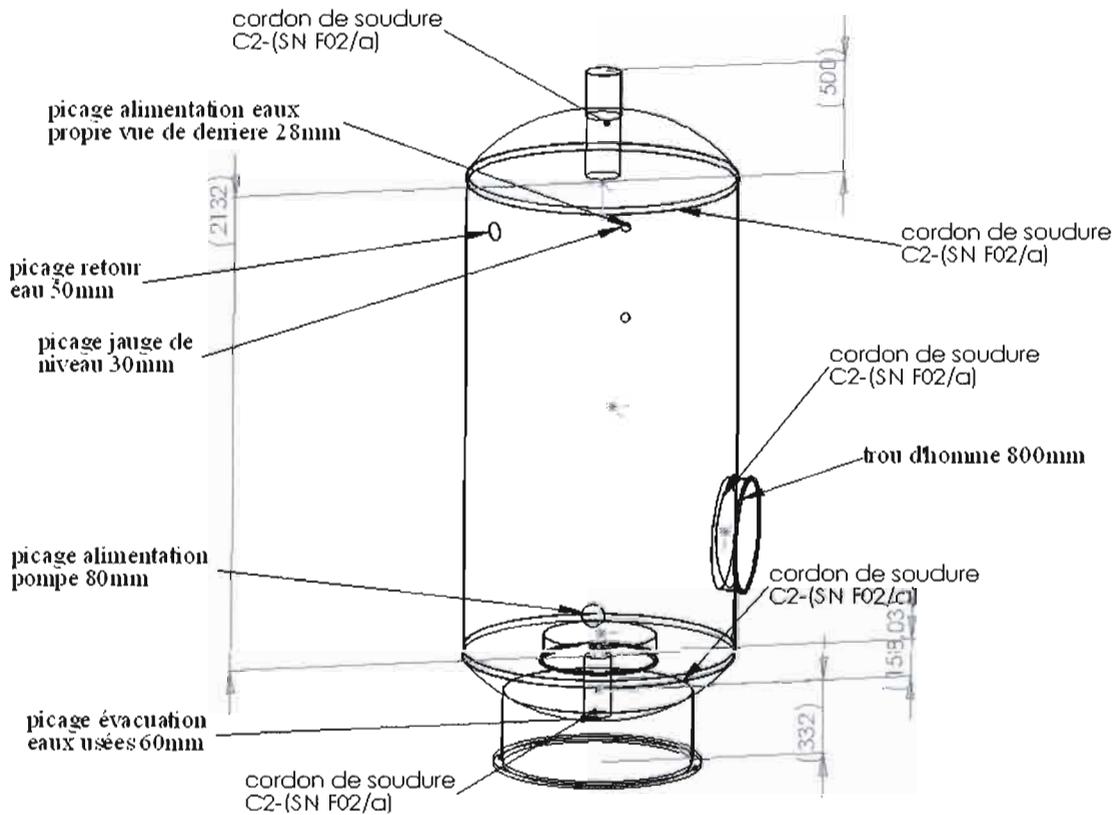


Figure III.4 : Réservoir eau industrielle

Conclusion

Le réservoir d'eau industrielle a été réalisé à la chaudronnerie de SITRA par une équipe de soudeurs homologués, les dimensions ont été respectées et l'intérieur du réservoir a été peint pour le protéger contre la rouille, le bureau interne de contrôle a été saisi pour vérifier si les normes de construction ont été respectés

II- Etude des composants Hydrauliques

II.2-Choix de la pompe et du moteur d'entraînement

II.2.a-Caractéristiques de la pompe

Une pompe peut se définir du point de vue hydraulique par des grandeurs caractéristiques interdépendantes consignées sur des courbes que l'on appelle courbes caractéristiques ou courbes de performances ; ce sont les courbes :

- H versus Q ou hauteur manométrique totale versus débit
- HP versus Q ou puissance absorbée versus débit
- et des courbes de rendement

Caractéristiques d'un système

Connaissant les caractéristiques d'une canalisation(L, D, f, ε ...) et des accessoires (singularités) qui s'y trouvent intercalés, on peut calculer, pour différents débits Q, la valeur numérique de la perte de charge qui en résulte.

Sur un système d'axes (H-Q), la courbe $[H = (Q)]$ s'appelle la caractéristique de la canalisation.

En utilisant l'équation de Darcy-Weisbach pour le calcul des pertes de charges linéaires, l'équation $H=f(Q)$ prend la forme suivante [5] :

$$H_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad \text{ou encore}$$

$$H_f = 0,0826 f \frac{L}{D^5} Q^2 \quad (15)$$

Ou f, L, D sont les propriétés de la conduite.

S'agissant des pertes singulières dues à la présence de singularités (vannes, coudes, divergents, convergents, etc.) La relation $[H = (Q)]$ prend la forme

$$H_f = K \frac{v^2}{2g}$$

La courbe caractéristique H-Q est donc une fonction du deuxième degré de Q (pour le régime turbulent).

Point de fonctionnement

Considérons le système de pompage de la figure II.1

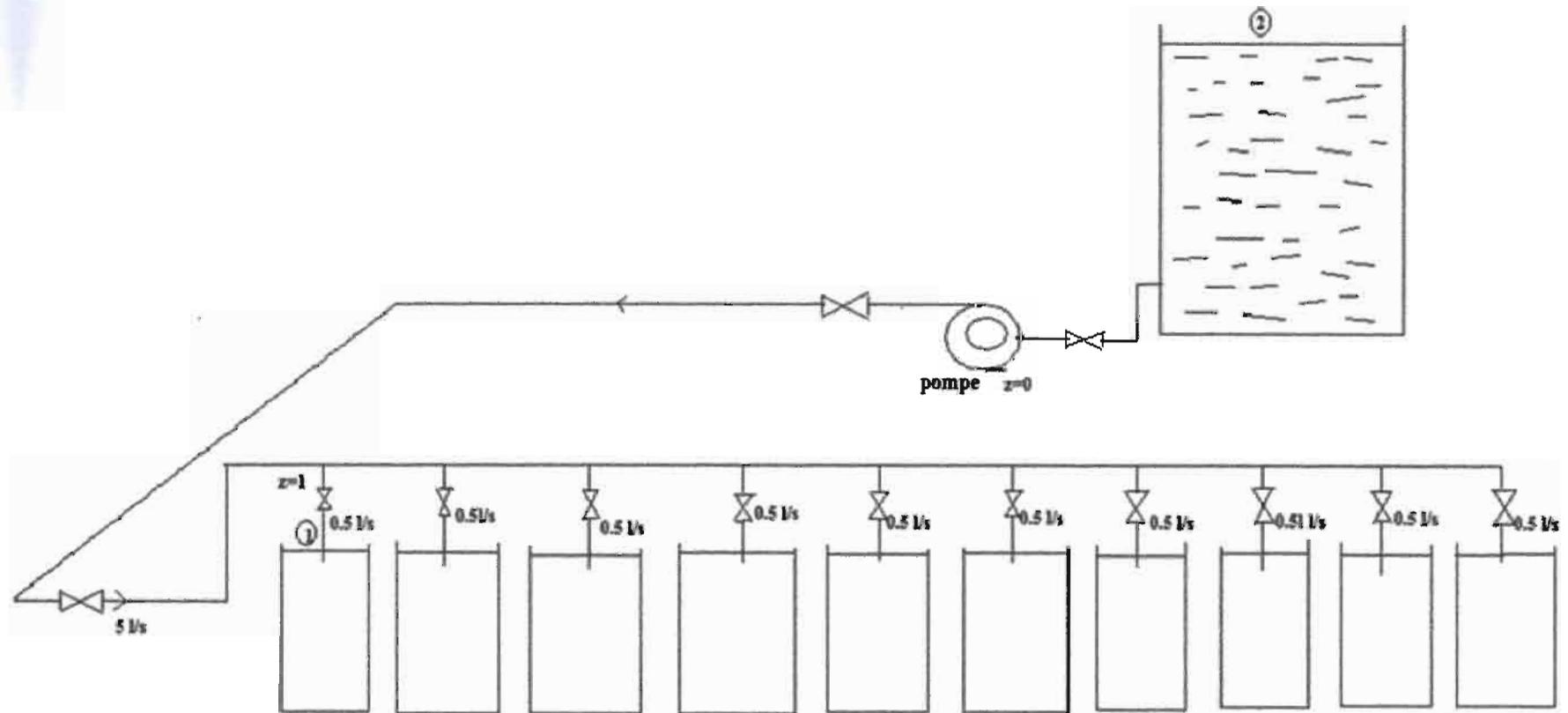


Figure III.5: circuit hydraulique

Ecrivons l'équation d'énergie entre 1 et 2

$$\left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 \right) - H_{fasp} + E_p - H_{fref} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

Simplifications

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_2}{\gamma} = \textit{pression atmosphérique}$$

$$V_1 = V_2 = 0$$

On obtient alors

E_p = charge produite par la pompe

$$E_p = Z_2 - Z_1 + H_{fasp} + H_{fref}$$

$$E_p = \Delta z + \textit{Pertes}$$

Δz = hauteur géométrique

Pertes = pertes de charge dans tout le système (y compris les pertes singulières).

L'équation finale devient [5]

$$E_p = \Delta z + \sum \textit{Pertes} \quad (16)$$

La pompe doit vaincre les pertes sur le circuit 1-2 et la dénivellation (énergie potentielle, hauteur géométrique) entre ces deux mêmes points (1-2)

La résolution de l'équation (16) conduit à une situation

Débit Q est imposé (connu) d'avance. A ce moment on peut donner la valeur numérique de E_p , qui est la hauteur manométrique totale que la pompe à choisir doit produire sous des conditions optimales de fonctionnement (meilleur rendement, cavitation etc...).

A ce moment on utilisera les catalogues des fournisseurs pour choisir la meilleure pompe.

Le débit que notre système a besoins est de $Q=5$ l/s

Caractéristiques du liquide pompé eau + huile solvac 1533 (pris à 25°C):

Pression de vapeur à 25°C : $p_v = 43$ mmHg ;

Masse volumique : 820 kg.m⁻³ ;

viscosité dynamique : $0,5 \times 10^{-3}$ Pa.s

Caractéristiques du circuit de pompage :

Aspiration :

- longueur droite : $0,5$ m ;

- diamètre canalisation : 40 mm ;

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,005$$

Accidents et accessoires de tuyauterie :

- 1 filtre crépine (= 2 robinets droits à soupape ouverts)
- 1 robinets droits à soupape ouverts
- 2 coudes normaux à 90°
- 1 rétrécissement brusque

Refoulement :

- longueur droite : 4,5 m ;
- diamètre canalisation : 40 mm ;

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,005$$

Accidents et accessoires de tuyauterie

- 2 robinets droits à soupape ouverts
- 4 coudes normaux à 90°
- 1 élargissement brusque (d/D=3/4)

Application

On a $\Delta z_{\max} = 1$ m

Calcule des pertes régulières

On supposera que le régime est turbulent pleinement développé et donc

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -0,869 \ln\left(\frac{\varepsilon}{3,7D}\right) \quad (17)$$

$$f = \left[-0,869 \ln\left(\frac{\varepsilon}{3,7D}\right)\right]^{-2} = 0,03$$

Pour la conduite d'aspiration

$$H_f = 0,0826 * 0,03 * \frac{0,5}{0,045} * 0,005^2 = 0,302 \text{ m}$$

Pour la conduite de refoulement

$$H_f = 0,0826 * 0,03 * \frac{4,5}{0,04^5} * 0,005^2 = 2,72 \text{ m}$$

Pour les pertes de charges singulières on utilise le diagramme de Moody annexe longueurs droites équivalentes des accessoires de la tuyauterie.

Longueur équivalente pour vanne et coudes coté aspiration : $L_{eq} = 10 + 2 = 12 \text{ m}$

$$H_f = 0,0826 * 0,03 * \frac{12}{0,04^5} * 0,005^2 = 6,65 \text{ m}$$

Longueur équivalente pour vannes et coude coté refoulement : $L_{eq} = 10 * 2 + 4 = 24 \text{ m}$

$$H_f = 0,0826 * 0,03 * \frac{24}{0,04^5} * 0,005^2 = 14,5 \text{ m}$$

Pertes de charges totales = $0,302 + 2,72 + 6,65 + 14,5 = 24,172 \text{ m}$

D'où $E_p = 1 + 24,172 = 25,172 \text{ m}$

D'après les calculs nous avons besoin d'une pompe qui débute 5 l/s et qui développe une charge de $25,172 + 0,2 * 25,172 = 30,2 \text{ m}$

Pour cela nous allons utiliser les catalogues du fournisseur Etanorm pour déterminer la pompe et le moteur adéquats annexe (caractéristiques des pompes Etanorm)

Domaines d'emploi

- Adduction d'eau
- Protection-incendie
- Arrosage
- Irrigation
- Assèchement
- Chauffage
- Climatisation
- Eau potable
- Eau industrielle
- Eau surchauffée
- Eau de refroidissement
- Eau de piscine
- Eau de mer
- Eau incendie
- Eau saumâtre

- Condensat
- Saumure
- Huiles
- Détergents

Liquide pompé

Liquides purs n'attaquant les matériaux de construction ni chimiquement ni mécaniquement.

Caractéristiques de service

Q jusqu'à 660 m³/h, 183 l/s

H jusqu'à 102 m

t -30°C jusqu'à +140°C

p₂ jusqu'à 16 bars

Construction

Pompe horizontale à volute, monoétagée, performances et dimensions principales suivant la norme EN 733, avec support de palier, en construction processus. Arbre équipé au niveau de la garniture d'étanchéité d'arbre d'une chemise d'arbre/chemise de protection d'arbre remplaçable. Volute et roue avec bagues d'usure remplaçables. Volute avec pieds de pompe attenants.

Paliers

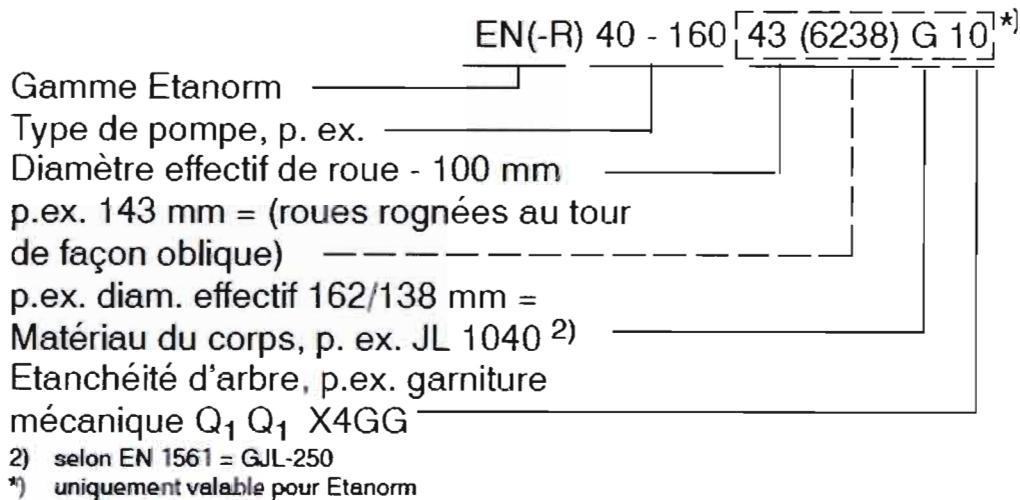
Roulement à billes à gorge profonde, lubrifié à la graisse.

Etanchéité d'arbre

par garniture mécanique selon DIN 24 960 ou garniture de presse-étoupe.

Certification

Gestion de la qualité certifiée suivant ISO 9001.

Désignation**Accessoires****Entraînement**

Par moteur triphasé KSB à rotor en court-circuit, ventilé, conforme à C.I.E.

Bobinage: jusqu'à 2,2 kW 220-240 V/380-420 V

à partir de 3 kW 380-420 V/660-725 V

Construction: IMB 3

Protection: IP 55

Classe d'isolement: F avec sonde de température :

3 thermistances

Type de service: Service permanent S1

ou

par moteur triphasé à rotor en court-circuit, ventilé

Protection contre les contacts fortuits

Protecteur d'accouplement selon EN 294.

Socle

En acier profilé/tôle d'acier chanfreiné

Socle commun pour pompe et moteur

En exécution rigide sans risque de gauchissement

II.2.b-Calcul de la puissance développée par la pompe

$$Q = 5 \text{ l/s}$$

$$H_m = 30,2 \text{ m}$$

$$\text{Puissance hydraulique } P_h = \gamma H_m = 8200 * 30,2 = 247640 \text{ Pa}$$

$$\text{Puissance } P = Q * P_h = 0,005 * 247640 = 1,2382 \text{ Kw}$$

Caractéristiques de Etanorm

Etanorm 30-125.1

$$n = 3500 \text{ 1/min}$$

$$Q = 5 \text{ l/s}$$

$$H_m = 32 \text{ m}$$

$$\text{Diamètre roue } : \varnothing = 260 \text{ mm}$$

$$\text{Rendement } : \eta = 58,1$$

$$NPSH_R = 2,2$$

$$\text{Puissance Absorbé } : P_a = 2,65 \text{ Kw}$$

$$\text{Puissance moteur d'entraînement } = \frac{P_a}{\eta} = \frac{2,65}{0,581} = 4,56 \text{ Kw}$$

On choisira le moteur dont la puissance nominale immédiatement supérieure est égale à 5,5Kw qui sera accompagné d'un accouplement dont les dimensions sont données à l'annexe (choix d'un accouplement ...)

Etanorm 40-250

$$n = 1750 \text{ 1/min}$$

$$Q = 5 \text{ l/s}$$

$$H_m = 32 \text{ m}$$

$$\text{Diamètre roue } : \varnothing = 144 \text{ mm}$$

$$\text{Rendement } : \eta = 48$$

$$NPSH_R = 0,85$$

$$\text{Puissance Absorbé } : P_a = 3,3 \text{ Kw}$$

$$\text{Puissance moteur d'entraînement } = \frac{P_a}{\eta} = \frac{3,3}{0,48} = 6,875 \text{ Kw}$$

La puissance nominale existante étant 5,5 Kw le moteur ne sera pas en mesure d'assurer la puissance nécessaire absorbée par la pompe.

Conclusion

Nous avons porté notre choix sur la pompe **Etanorm 30-125.1** accompagnée d'un moteur de 5,5 Kw

II.3-Choix des robinets à actionneur pneumatique

II.3.a-Généralités

Les robinets QVF se distinguent par leur absence d'entretien et leur grande sécurité de fonctionnement. Ils sont largement utilisés dans l'industrie chimique et pharmaceutique ainsi que dans de nombreux secteurs connexes:

entreprises agro-alimentaires, teintureries ou galvanoplastie. Grâce aux caractéristiques particulières du verre borosilicate 3.3 et des matériaux tels que PTFE, PFA, céramique ou tantale, le verre borosilicate 3.3 est notamment utilisé pour la construction d'équipements sous pression.

Il convient également de mentionner dans ce contexte, le haut degré de fiabilité des assemblages mécaniques de tous les composants, résistant à des sollicitations élevées. Cette fiabilité est le fruit d'une conception des embouts de canalisations optimisée et adaptée au matériau pour l'ensemble de la gamme de diamètres nominaux, le tout étant complété par un système très fiable de brides d'assemblage. L'ensemble de la gamme des composants disponibles en standard est décrit dans les pages suivantes. Sur demande, nous pouvons vous proposer des fabrications spéciales comme mentionné dans les descriptions respectives des différents produits.

II.3.b-Système modulaire métrique

A l'exception des clapets anti-retour « RKP » et des vannes papillon « FVT » tous les éléments de robinetterie décrits ci-après sont conçus en tant que système modulaire, conformément à la norme EN 12585 Canalisations et raccords, compatibilité et interchangeabilité. Le module de ce système est égal à 25 mm, et toutes les cotes des composants sont donc égales à 25 mm ou à un multiple de 25 mm. Le système modulaire métrique facilite ainsi la réalisation d'installations complètes avec ces composants. De plus, tous les éléments de robinetterie ainsi que les coudes, tés, réductions, etc.

✓ **Eléments de robinetterie avec revêtement**

Les risques d'endommagement de vannes en verre borosilicate 3.3 et notamment de celles de faible diamètre nominal dus à des facteurs externes involontaires ne sont jamais totalement exclus. Ceci vaut en premier lieu pour les conditions d'exploitation relativement rudes qui règnent dans les installations de production, et notamment lorsque les composants ne bénéficient pas d'une protection supplémentaire par des matériaux isolants. En réponse à ce problème, nous proposons des corps de robinets en verre borosilicate 3.3 avec un revêtement transparent en Sectrans, ce dernier pouvant être déposé indépendamment de la forme des composants. Ce revêtement offre une protection supplémentaire sans nuire pour autant à la possibilité d'observation du procédé. Sur demande, nous pouvons également fournir un gainage qui offre une protection plus élevée mais réduit légèrement la transparence du verre.

✓ **Conditions de service admissibles**

La température de service admissible pour les corps de vannes en verre borosilicate 3.3 est de 200 °C . Les pressions relatives de service correspondent à celles des éléments de canalisation de même diamètre nominal. La pression relative de service admissible de ces éléments de robinetterie est légèrement inférieure du fait de l'utilisation de soufflets en PTFE. Cette limitation n'a pas d'effet restrictif pour la construction d'appareils et d'installations, car la pression relative de service maximale admissible est définie par le composant présentant le diamètre nominal le plus grand.

II.3.C-Robinets à boisseau sphérique et actionneur pneumatique

Tous les robinets à commande manuelle décrits précédemment sont également disponibles avec des actionneurs à simple effet de la société NORBRO. L'exécution avec ressort de rappel permet de choisir la position de sécurité normalement ouvert ou normalement fermé. Les caractéristiques techniques et les dimensions des robinets à boisseau sphérique correspondent à celles de la version à commande manuelle. Les actionneurs et les arcades utilisés sont conformes aux normes ISO. Des supports de fixation pour ces robinetteries sont disponibles pour différentes possibilités de montage. Sur demande, ils livrent également des actionneurs avec une pression de ressort inférieure pour une pression d'air d'alimentation plus faible, des actionneurs pivotants à double effet de la société NORBRO ou des actionneurs d'autres fabricants.

Conclusion

Vue le modèle que le fournisseur à présenter à l'annexe : robinet à boisseau sphérique et actionneur pneumatique rotatif ; nous choisirons la référence KHKP40

III- Etude des composants pneumatiques**III-1 Schéma pneumatique**

DIPROM	BANC DE TEST HYDRAULIQUE	Prén : Nourou
SITRA	SCHEMA PNEUMATIQUE	Nom : DIOP
		14-07-2009
Rep	Désignation	Qté par appareil
1	Vérin	10
2	Distributeur à bouton poussoir noir PXB-B2011BA2	6
3	Distributeur à bouton poussoir noir X3.0464.02	10
4	Silencieux 3/8''	2
5	Distributeur 0.820.224.042	5
8	Cellule « ou » PLK – C10	4
10	Distributeur PXC-J11105	2
11	Levier d'attaque ZC2-JY31	2
12	Cellule "non" PLN-C10	2
13	Cellule "et" PLL-C10	1
14	Embase cascade PZU-C12	15
15	Distributeur 3/2 M666/8	4
16	Régulateur 1/2" + Manomètre	1
17	Distributeur 0.820.229.002	1
18	Embase Raccrd. Lateral 1/2''-1/2'' code 2717	1
19	Lubrificateur 1/2'' code 4010	1
20	Equerre de fixation 18-001-987	1

21	Silencieux coalesceurs 1/2'' CS 13-400-10DD	1
22	Moteur pneumatique	1
23	TUYAUX MAXAIR \varnothing 13x21.1 LG.12500	1
24	Distributeur coup de poing rouge à accrochage PXB-B2011BT4	1
25	Limiteur de débit 1/2 –M839	1
26	Ensemble FRL 1/2''	1

NB :

MP : Mise en Pression

A-U : Arrêt d'Urgence

F-E : Fin d'Epreuve

III.2-Fonctionnement

1. Emplissage des bouteilles

La vanne B est ouverte en actionnant sur le bouton commande du distributeur Emplissage 2 en même temps la vanne de purge d'air D s'ouvre pour évacuer l'air contenue dans les bouteilles, les vannes haute pression A , vidange C, air de vidange sont fermées.

2. Mise en pression

La vanne haute pression A est ouverte en actionnant sur le bouton commande du distributeur MP, les vannes eau remplissage B, vidange C, purge d'air D, Air vidange sont fermées.

3. Arrêt d'urgence

En cas de problème lorsqu'on appui sur le bouton commande du distributeur Arrêt d'urgence toutes les vannes se ferment.

4. Vidange

Les vannes de vidange C et d'Air de vidange E s'ouvrent simultanément en appuyant sur le bouton commande du distributeur vidange, les vannes haute pression A, eau emplissage B, purge d'air sont fermées

5. Rotation –

C'est la rotation dans le sens contraire des aiguilles d'une montre de l'ossature, elle est assurée en appuyant sur le distributeur rotation – une fois la rotation terminée ,la vanne de vidange C est ouverte et toutes les autres vannes restent fermées. A la fin de l'opération un appui sur le bouton commande du distributeur rotation + ramène l'ossature à sa position initiale.

6. Fin d'épreuve

La vanne de vidange est ouverte et toutes les autres vannes sont fermées, un appui sur le bouton commande du distributeur Fin d'épreuve ramène tous les vérins à la position haute.

Tableau III.6: description du fonctionnement de la machine

	Emplissage	Mise en pression	Arrêt d'urgence	Vidange	Rotation -	Fin d'épreuve
Vanne fermée +	A , C ,E	B, C, D, E	A,B,C,D,E	A, B, D	A ,B, D ,E	A,B,D,E
Vanne ouverte -	B, D	A		C , E	C	C

III-2 Vérification des vérins pneumatiques

III-2.a Forces de compression : le flambement

La tige d'un vérin se comporte comme une colonne ; c'est pourquoi elle peut être soumise à une instabilité lorsque la valeur des forces de compression excède une certaine limite : ce phénomène d'instabilité est connu sous le nom de flambement. Le flambement se manifeste le plus souvent à des niveaux de contraintes inférieures à ceux que le matériau peut normalement supporter. Le flambement n'est fonction que des caractéristiques géométriques de la colonne et du module d'élasticité (module d'Young) du matériau dont le module d'élasticité est déjà très élevé. On ne peut accroître sa résistance au flambement qu'en augmentant sa section.

L'analyse du comportement d'une tige de vérin soumise au flambement est basée sur les connaissances théoriques relatives aux colonnes sujettes à ce phénomène. Dans les cas les plus usuels, on recourt en fait à la formule d'Euler modifiée par l'introduction d'un facteur, λ , qui permet de tenir compte des divers modes d'attache et de guidage de l'extrémité de la tige du vérin et des modes de fixation du cylindre du vérin. La formule d'Euler modifiée est la suivante [9].

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(\lambda L)^2}$$

F_{cr} = force critique de flambement (KN)

E = module d'élasticité du matériau (Pa)

I = moment d'inertie de la section de la tige (m^3)

λL =longueur d'une colonne équivalente fixée par une rotule à chaque extrémité et soumise à la même force critique (m).

Les valeurs de λ pour diverses combinaisons d'attache et de guidage de la tige et de fixation d'un vérin à la figure 3.13 ; on y représente également les vérins par une colonne équivalente dont la section a le même diamètre extérieur que celui de la tige , selon une convention générale admise . Le second moment ou moment d'inertie I, d'une tige circulaire pleine d_1 est donné par la relation suivante :

$$I = \frac{\pi d_1^4}{64}$$

En remplaçant I par sa valeur dans l'équation et en introduisant un facteur de sécurité, FS , on obtient [9] :

$$F_{cr} = \frac{\pi^3 E d_1^4}{(64(\lambda L)^2 FS)} \quad (18)$$

Pour l'acier, E vaut 200GPa. Le facteur de sécurité est fonction des conditions d'utilisations du vérin et du coefficient d'élanement $4\lambda L / d_1$. En règle générale, la valeur du facteur de sécurité ne doit pas être inférieure à 5 lorsque celle du coefficient d'élanement est supérieure à 50. Lorsque la valeur du coefficient d'élanement est inférieure à 50, que les montages mécaniques des vérins sont bien réalisés et que les mouvements ont lieu sans choc, ce facteur de sécurité peut valoir 3 ou 4.

On vérifie le flambement pour les vérins Rexroth ≈ 125 : H 250 P max 10 bars qui sont stockés au magasin.

Cherchons d'abord la force de compressions maximale que les bouteilles peuvent occasionner sur la tige du vérin.

Tableau III.7 : poids des bouteilles

Bouteilles	2,7 kg	6 kg	9 kg	12 kg
Volume d'eau remplie (L)	6,3	12,7	19,5	26
Poids après compression(N)	90	187	285	380

Si on se réfère au tableau ci-dessus la force maximale F_{cr} est égale à : 380 N

Prenons $F_{cr}=500$ N

$E= 200$ GPa

$d_1= 125$ mm

$L= 250$ mm

Calculons le coefficient d'élanement

$$4\lambda L /d_1=4*2*250/125=16 < 50$$

Donc on peut prendre $FS = 4$

$$F_{cr}=(\pi^3*200*10^9*0,125^4)/((64*(2*0,25)^2*4))=23656 \text{ KN}$$

III.2.b Conclusion

La force de la bouteille remplie et surpressée étant largement inférieure à la force critique qui peut occasionner le flambement de la tige du piston. Le vérin Rexroth $\varnothing 125$: H 250 P max 10 bars (est) peut être utilisé pour ce banc de test.

III.3 Choix du motoréducteur pneumatique

Le banc de test étant alimenté par un réservoir d'air comprimé qui est lui-même alimenté par une unité de compresseur d'air de pression 20 bars et de débit 320 l/s alimentant toute l'usine ; nous permet de faire une étude sur un moteur pneumatique.

III.3.a-Descriptif de construction d'un moteur pneumatique

Les moteurs à palettes pneumatique de haute précision se composent principalement d'un rotor, d'un carter, d'un chapeau de palier, de palettes, de roulements à rouleaux et d'une bague d'étanchéité. Le rotor est emmanché par frettage sur l'arbre. Les quatre ou huit palettes sont insérées librement dans les rainures de glissement du rotor, fabriquées avec beaucoup de précision, s'appuient sur l'alésage du carter. La pression de contact des palettes pendant le démarrage et à vitesse réduite, est déclenchée de différentes manières: par les bagues d'appui des palettes, par les ressorts ou par pressurisation arrière. A vitesse élevée, la force centrifuge favorise l'étanchéité en assurant le contact parfait entre palettes et l'alésage du carter. En fonction de la vitesse, de la nature de l'air comprimé et de la pression de fonctionnement, les palettes peuvent atteindre une durée de vie de plusieurs milliers d'heures de fonctionnement. Les palettes s'ajustent automatiquement en cas d'usure. Le rotor dispose d'un logement flottant dans les roulements qui sont fixés dans les chapeaux de palier jusqu'à la taille 8AM, alors que le positionnement du moteur pneumatique 16 AM est calculé selon le principe palier libre fixe. La contrainte axiale autorisée du rotor est déterminée et limitée en montage flottant par l'ajustement des roulements à rouleaux. Afin de ne pas nuire aux avantages du montage flottant, toute contrainte axiale de l'arbre du rotor doit être évitée. L'alimentation et l'évacuation d'air se font à travers les raccords filetés dans le carter. Le sens de rotation peut être inversé dans les moteurs pneumatiques réversibles, en permutant entrée et sortie.

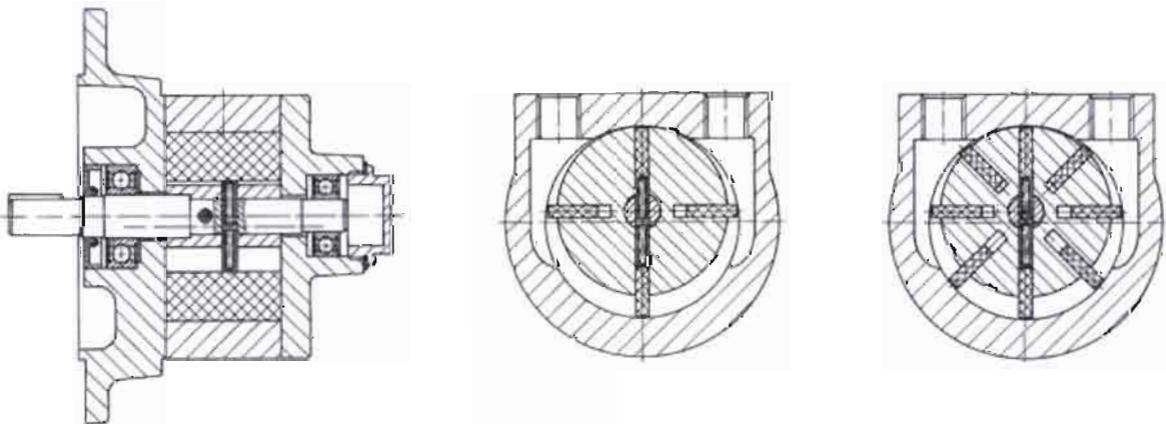


Figure III.6 : moteur pneumatique

III.3.b-Descriptif de fonctionnement

Afin de garantir un fonctionnement irréprochable du moteur pneumatique, l'air doit être filtré et huilé conformément aux dernières techniques. Pour les moteurs pneumatiques sans huile, le graissage n'est pas nécessaire. Le moteur à palettes à air comprimé travaille selon le principe de la cellule rotative. Les moteurs pneumatiques conçus pour tourner dans les deux sens sont montés de façon symétrique. Les chambres sont remplies d'air comprimé l'une après l'autre pendant la rotation par le raccord d'air comprimé. Grâce au montage symétrique, le volume des chambres est le même lors de l'admission -fermeture et de l'évacuation-ouverture. L'énergie de la pression, qui peut théoriquement se transformer en énergie mécanique, se calcule à partir de la pression différentielle (pression de l'air du côté de l'admission soustrait à la pression de l'air du côté de l'évacuation) multipliée par le volume de la chambre. De faibles chutes de pression du côté de l'admission ou des points d'étranglement du côté de l'évacuation suffisent pour faire baisser la pression différentielle et le débit, ainsi que le couple, la vitesse et la puissance. L'expansion polytropique de l'air comprimé du côté de l'évacuation entraîne une baisse de la température de l'air. Une expansion trop forte peut provoquer du givre. Le couple au démarrage est inférieur au couple suivant la mise en marche, en raison de la position des palettes par rapport à l'orifice d'admission.

III.3.c-Avantage par rapport au moteur électrique

La modification facile du débit et de la pression permet de régler sans problème et sans trop de contrainte la vitesse ainsi que le couple. Cela entraîne une adaptation aisée du moteur pneumatique à la machine. Le moteur pneumatique à mouvement réversible peut être utilisé sans danger de détériorations mécaniques. L'air comprimé en expansion refroidit le moteur en fonctionnement continu. Le moteur pneumatique peut fonctionner par conséquent à des températures ambiantes pouvant aller jusqu'à 120°C. En cas de surcharge, la vitesse diminue doucement jusqu'à l'arrêt. Le couple de calage du moteur est 30% supérieur au couple de démarrage. Le poids spécifique et le débattement nécessaire sont moins importants. Etant donné que le moteur pneumatique se trouve en surpression, il est insensible aux saletés, à l'humidité et autres produits agressifs venant de l'extérieur. La géométrie simple des différents éléments et la sécurité de l'alimentation énergétique garantissent une grande sécurité de fonctionnement et de faibles coûts d'entretien.

III.3.d-Les éléments périphériques

La disposition des éléments périphériques (filtres, régulateurs, graisseurs, soupapes d'étranglement et distributeurs, silencieux, raccords et conduites) doivent garantir que le porteur d'énergie **air comprimé** sera disponible au moteur pneumatique, dans la **qualité** requise, avec la **pression de fonctionnement** sélectionnée et en **quantité** suffisante. La qualité de l'air comprimé est déterminée en grande partie par l'unité d'entretien. La pression différentielle entre les côtés d'admission et d'évacuation du moteur pneumatique et le débit est déterminée par le couple et la vitesse. Une baisse de pression de l'unité d'entretien jusqu'au moteur pneumatique de 6 à 5 bars en raison d'éléments trop petits et de nombreux angles - signifie une perte de puissance d'environ 40%. Dans les moteurs pneumatiques réversibles, une attention particulière doit être apportée à la résistance de la circulation des éléments et des accessoires sur côté de l'évacuation, car elle influe sur le débit et par conséquent sur la vitesse accessible. Le fonctionnement des moteurs pneumatiques est associé à un niveau de bruit relativement élevé. Le choix d'un bon silencieux peut cependant influencer fortement cette nuisance. Un moteur pneumatique ayant un bon silencieux n'est pas plus bruyant qu'un moteur électrique de puissance identique.

Le couple minimale pour faire pivote l'ossature (son propre poids plus chargement compris) est égal à : $M = F_{max} \cdot d = 7 \text{ KN} \cdot 0,6 = 4,2 \text{ KN.m}$

La pression disponible au niveau du réservoir varie entre 7 et 10 bars

L'ossature tournant à une vitesse très lente, nous allons choisir un réducteur 500/1

La courbe vitesse de rotation en fonction de pression nous donne :

Pour 300 trs /mn la puissance est égale à 0,8 Kw

Pour 300 trs/mn le couple est égal à 20 N.m

Or si le rendement du réducteur tend vers 1 la puissance au niveau de l'arbre moteur est intégralement restituée à la sortie du réducteur donc le couple à cette sortie va nécessairement varier d'où l'expression suivante :

$$C = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot N}$$

P : Puissance à la sortie du réducteur

N : nombre de trs/mn de l'arbre de sortie réducteur

$$C = \frac{30 \cdot 800}{\pi} = 7,6 \text{ KN.m}$$

Conclusion

La puissance et le couple déterminés, le mode de fonctionnement connu, nous avons choisi le moteur pneumatique 8AM-FRV-2B réversible dont nous avons les caractéristiques à (l'annexe Moteur caractéristiques techniques) qui sera accompagné d'un réducteur RADICOM .

III.4-Choix des distributeurs

Distributeurs 5 /2 et 5 /3 série compact 18, DN4, G 1/4 : Rexroth Bosch Group

Caractéristiques techniques

Distributeur	Distributeur à tiroir	
Pression de service maxi.	Voir tableau pour distributeurs isolés	
Débit à 6 bar et Δp (perte de charge) 1 bar	Qn voir ci-dessous	
Coefficient	C 2.9	
Température de service	-10 °C à +60 °C	
Fluide moteur	Air filtré, lubrifié ou non lubrifié	
Poids	0,15 kg	
Unité d'éjecteur		
Pression de service	6-8 bar	
Pression d'entrée optimale (P.opt)	6 bar	
Consommation d'air à P.opt 30 NI/mn		
Niveau sonore à P.opt et au niveau de vide maxi.		
sans silencieux	75 dBA	
avec silencieux		
Série 438	58 dBA	
Niveau de vide maxi. à P.opt.	85%	
Matériaux	Corps du distributeur	Aluminium peint en bleu
	Embase 1, 2 et 4	Aluminium anodisé noir
	Embase juxtaposable 3	Polyamide, noir
	Joints	Caoutchouc nitrile
	Corps d'éjecteur	Aluminium, peint en noir
	Tuyères	Laiton

Conclusion

La cadence de la machine étant très élevée il s'avère nécessaire d'orienter notre choix sur cette marque de distributeur dont les références sont mentionnées à l'annexe : Distributeurs 5 /2 et 5 /3 série compact 18, DN4, G 1/4 : Rexroth Bosch Group

III.5-Choix des Filtres-Régulateurs-Lubrificateurs

La gamme de produits EXCELON PRO

- FILTRES STANDARD

Les filtres de la série Excelon Pro possèdent un élément filtrant de 5 µm et existent en version purge automatique ou purge manuelle.

- FILTRES COALESCEUR

Les filtres coalesceurs de la série Excelon Pro sont équipés d'un indicateur de perte de charge et d'une purge automatique en standard. Les filtres sont très performants avec un seuil d'élimination des particules d'huile de 0,01mg/m³ et un seuil de filtration de 0,01 µm.

- RÉGULATEURS

Les régulateurs de la série Excelon Pro ont une plage de pression de – 0,3 à 10 bar qui convient pour les applications industrielles les plus courantes. Ils comportent également un Manomètre à double affichage: en bar et en psig.

- FILTRE/RÉGULATEURS

Les filtre/régulateurs de la série Excelon Pro offrent l'intérêt de réunir dans une seule unité compacte les caractéristiques du filtre et du régulateur.

- LUBRIFICATEURS

La gamme de lubrificateurs Excelon Pro à brouillard convient aussi bien pour des applications standards que pour des applications complexes.

Conclusion

Nous choisirons un ensemble de filtre –régulateur-lubrificateur de la marque Excelon Pro dont la référence est BL92-F11D situé à l'annexe filtre-régulateur-lubrificateur

CONCLUSION GENERALE

Parti d'un besoin d'augmentation de la production et de remplacement de l'ancien banc de test hydraulique, ce projet nous a permis de voir l'aspect pratique des connaissances acquises durant notre formation.

L'objectif visé qui était de faire une étude détaillée de la nouvelle machine en se basant sur l'ancienne a été atteinte, la réalisation du réservoir d'eau industrielle et de l'ossature tournante a été déjà faite cependant en raison du retard sur la livraison des composants commandés de l'extérieur, la réalisation complète de la machine et l'étude des coûts sont en cours.

Ainsi ce projet nous a permis :

- dans un premier temps de comprendre le processus de fabrication des bouteilles de gaz de 6 kg que nous utilisons régulièrement
- dans un second temps de distinguer les différentes parties de l'ancien banc afin de définir un cahier des charges que l'on a respecté en dimensionnant les composants qui n'existaient pas, en vérifiant ceux qui existent et en faisant un choix parmi les fournisseurs de ces pièces.

La réalisation complète de la machine permettra à SITRA d'atteindre son objectif qui est de produire 1800 bouteilles par jours. Dans le futur, dresser un bon planning de maintenance de la machine et automatiser la pose et l'évacuation des bouteilles ne permettra-t-il pas à l'entreprise de doubler sa production ?

BIBLIOGRAPHIE

[1] . Willam A Nash

« Résistance des matériaux cours et problèmes »

[2]. Georges SPINLER

« conception des machines principes et application »

[3]. Gilbert DROUIN-Michel GOU-Pierre THIRY-Robert VINET

« ELEMENTS DE MACHINES »

Deuxième édition revue et augmenté

[4] .Papa MBOUP, Ing. Professeur à EPT

« Note de cours élément de machines »

[5] .Seni TAMBA, Ing. Professeur à EPT

« Note de cours Machines Hydraulique »

[6] . Paul DEMBA

« Note de cours Plomberie et installations de tuyauteries industrielles »

[7] . Youssouph MANDIANG, Ing. Maître de conférence à l'ESP

« Fascicule de cours : Hydraulique de puissance et de commande »

[8] . Réjean LABONVILLE, Ing. Professeur à l'EPM

« Conception des circuits hydrauliques »

[9]. Jacques DIEZ , Ingénieur en Hydraulique et pneumatique

« L'hydraulique industrielle appliquée »

[10]. C .H. JENSEN , Directeur Technique, R.S .McLaughlin Collegate

« Dessin industriel : Machines Hydrauliques et pneumatique »

[11] . André BAZARGUI, Ph.D ; ing

« Résistance des matériaux »

WEBOGRAPHIE

http://www.qvf.com/de/company_5/documents/03_robinetsfiltres_f.pdf

www.norgren.com/excelonpro

www.otc78.com/pompe%20ksb/ksb_etanorm_etanorm-r.pdf

www.moteurpneu.pdf

<http://www.hydrelis.fr/telecharger.php>

www.ksb_etanorm_etanorm-r

ANNEXES

Annexe 1 : constantes physique de quelques matériaux

Tableau B.1 — Constantes physiques de quelques matériaux

Matériau	Densité (kg/m ³)	Module d'élasticité E (GPa)	Module de cisaillement G (GPa)	Coefficient de Poisson ν	Coefficient de dilatation linéaire α (mm/mm/°C)
Aluminium	2 700	71,0	26,2	0,334	$23,9 \times 10^{-6}$
Laiton	8 900	106,0	40,1	0,324	$18,7 \times 10^{-6}$
Acier au carbone	7 850	207,0	79,3	0,292	$10,8 \times 10^{-6}$
Acier inoxydable	7 900	190,0	73,1	0,305	$17,3 \times 10^{-6}$
Fonte grise	7 200	100,0	41,4	0,211	$10,6 \times 10^{-6}$
Cuivre	8 930	119,0	44,7	0,326	$16,7 \times 10^{-6}$
Plomb	11 300	36,5	13,1	0,411	$29,0 \times 10^{-6}$
Monel	8 900	179,0	65,5	0,319	$14,0 \times 10^{-6}$
Magnésium	1 700	44,8	16,5	0,350	$26,0 \times 10^{-6}$
Verre ordinaire	2 600	46,2	18,6	0,245	$3,0 \times 10^{-6}$
Sapin Douglas	500	11,0	4,1	0,33	
Caoutchouc	920	1,5-5	0,5-1,67	0,33	
Acétal (Delcon M90)	1 410	2,8	1,00	0,35	$70,0 \times 10^{-6}$
Acrylique (Plexiglas K)	1 190	3,10	1,13	0,40	$84,9 \times 10^{-6}$
Polycarbonate (Marlon M40)	1 200	2,32	0,84	0,38	$63,0 \times 10^{-6}$
Polytétrafluoroéthylène (Teflon 7A)	2 160	0,40	0,16	0,48	$70,2 \times 10^{-6}$
Nylon 6/6 (Celanese 1000)	1 140	2,95	1,10	0,34	$90,0 \times 10^{-6}$
Polyéthylène UHMW (Comco)	1 080	0,76	0,26	0,46	$129,6 \times 10^{-6}$

Annexe 2 : facteur théorique de concentration de contrainte

Cette annexe contient les facteurs théoriques de concentration de contraintes K_t de quinze cas différents que nous avons choisis dans Peterson*. Un rappel : la valeur K_t dépend seulement de la géométrie de la pièce et du mode de chargement. Pour obtenir le facteur K_t dans d'autres situations, nous vous suggérons de consulter le document intitulé «Stress Concentration Design Factors».

* Toutes les courbes sont tirées de «Stress Concentration Design Factors» par R.E. Peterson, John Wiley & Sons, Inc., ©1953, et reproduites avec la permission de John Wiley & Sons, Inc.

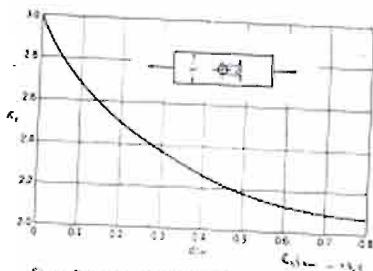


Figure C.1 — Plaque en traction ou en compression axiale simple avec un trou transversal $r/d = r/A$ ou $A = \pi r^2/d$ et d est le diamètre.

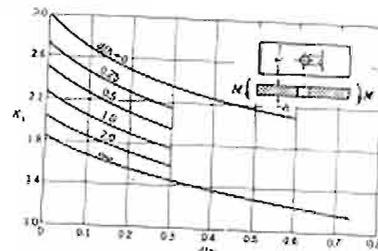


Figure C.2 — Plaque en tension avec un trou transversal $d/D = d_0/D$ ou $d = d_0$ et $D = d_0 + 2r$.

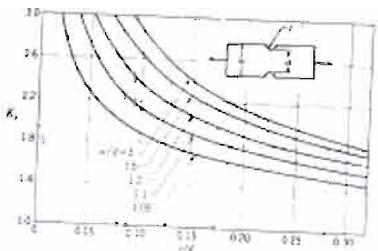


Figure C.3 — Plaque rectangulaire avec notch élargie à une traction ou à une compression axiale simple $r/d = r/A$ ou $A = w \cdot d$ et d est la largeur.

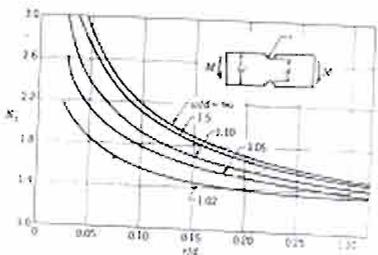


Figure C.4 — Plaque rectangulaire avec arrondies $r/d = r/d$ sous une tension $d_0 = D$ ou $d = d_0$ et $D = d_0 + 2r$ et $d_0 = 2r$ est le diamètre.

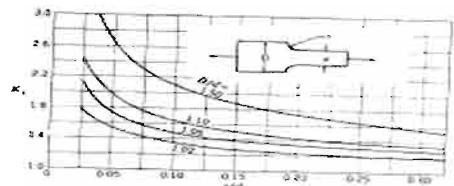


Figure C.5 — Plaque rectangulaire avec notch élargie et arrondies à une traction ou à une compression axiale simple $r/d = r/A$ ou $A = w \cdot d$ et d est la largeur.

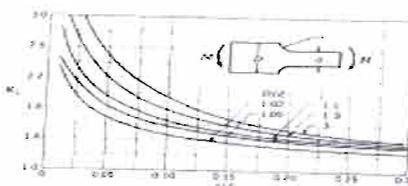


Figure C.6 — Plaque rectangulaire avec notch élargie et arrondies sous une tension $d_0 = D$ ou $d = d_0$ et $D = d_0 + 2r$ et $d_0 = 2r$ est le diamètre.

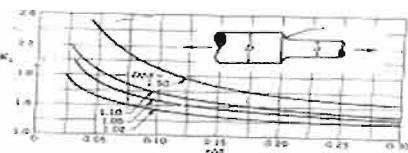


Figure C.7 — Arrêt avec un arrondissement élargie à une traction axiale $d_0 = D$ ou $d = d_0$ et $D = d_0 + 2r$.

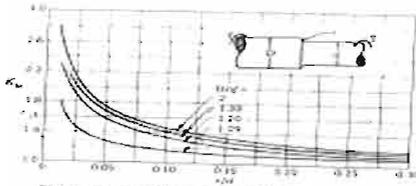


Figure C.8 — Arrêt avec un arrondissement élargie à une tension $d_0 = D$ ou $d = d_0$ et $D = d_0 + 2r$ et $d_0 = 2r$.

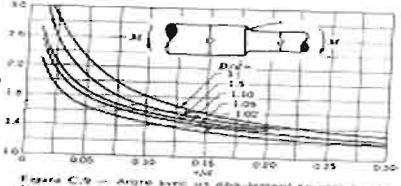


Figure C.9 — Arrêt avec un arrondissement élargie à une tension $d_0 = D$ ou $d = d_0$ et $D = d_0 + 2r$ et $d_0 = 2r$.

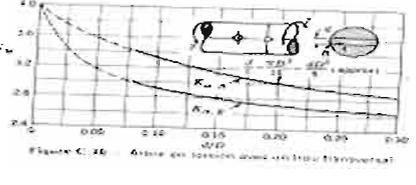


Figure C.10 — Arrêt en tension avec un trou transversal.

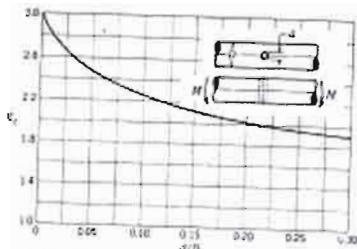


Figure C.11 — Arbre en flexion avec un trou transversal $d_c = M \cdot d \cdot \sqrt{1 - 0,9 D}$ approximativement

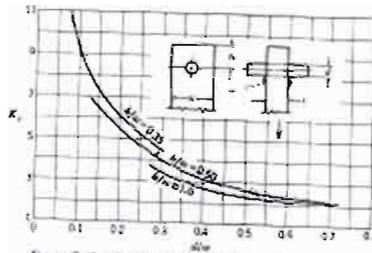


Figure C.12 — Flèche chargée en traction par une tige cylindrique passant dans un trou $r_c = r/A$ ou $K = (r_c/d)^2$ si r_c est le rayon augmenté K_t de 25 à 50%

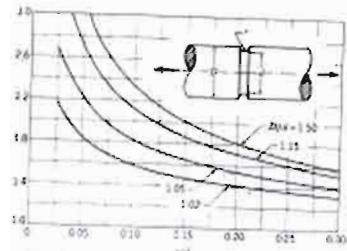


Figure C.13 — Arbre avec une rainure circulaire soumise à une traction axiale $r_c = r/A$ ou $K = (r_c/d)^2$

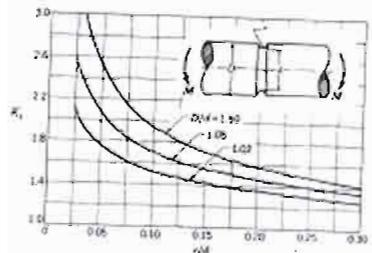


Figure C.14 — Arbre avec une rainure circulaire soumise à une flexion $r_c = M/d$ ou $K = d/2$ et $l = \sqrt{d/4}$

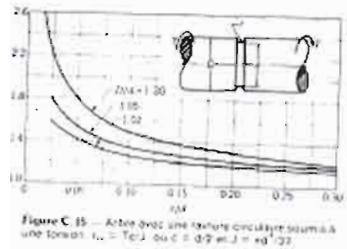
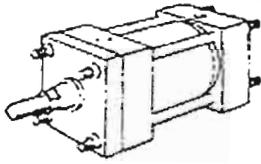
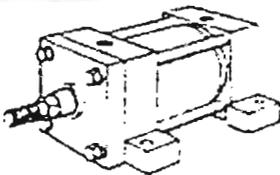
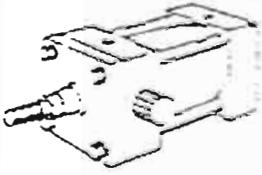
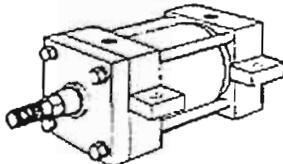
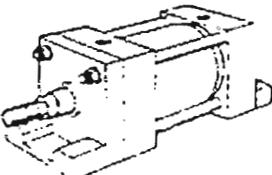
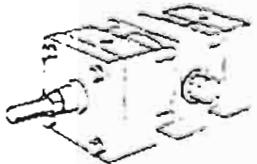
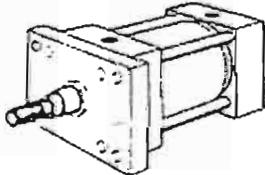
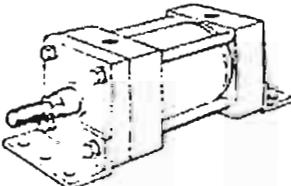
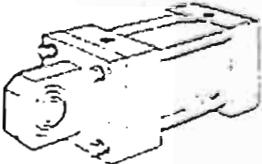
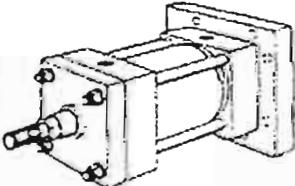
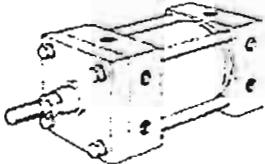
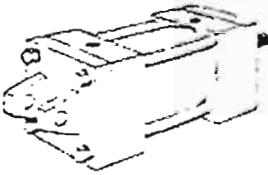


Figure C.15 — Arbre avec une rainure circulaire soumise à une torsion $r_c = T/d$ ou $K = 0,5$ et $l = \sqrt{d/2}$

Annexe 3 : Tubes en Acier

TUBES EN ACIER . 1 .											
TARIFS 1 ET 2 - TUBES EN ACIER SOUDÉ, FILETABLES AU PAS DU GAZ CONIQUE											
SÉRIE LÉGÈRE		NF A 49-140									
Pressions nominale en bars à la température ambiante (20 °C). Tubes filetés : 10 bar Tubes lisses : 16 bar Températures d'emploi admissibles : - 10 °C à 110 °C Exemple de désignation : 1 000 m tubes 60,3-3,2 NF A 49-140 filetés, manchonnés, galvanisés.	Anciens tarifs	D ext	Épaisseur	Dérom des filetages	D int	Area section int.	Area ext.	Volume int.	Masse		Anciennes appellations
		mm	mm	—	mm	cm ²	cm ² /m	dm ³ /m	tube	tube + eau	
	TARIF 1	13,5	2,0	1/4	9,5	0,709	0,042	0,071	0,573	0,644	8-13
		17,2	2,0	3/8	13,2	1,368	0,054	0,137	0,747	0,884	12-17
		21,3	2,3	1/2	16,7	2,19	0,067	0,219	1,10	1,319	15-21
		26,9	2,3	3/4	22,3	3,90	0,084	0,390	1,41	1,80	20-27
		33,7	2,9	1	27,9	6,11	0,106	0,611	2,21	2,821	25-34
		42,4	2,9	1 1/4	36,6	10,52	0,133	1,052	2,84	3,692	33-42
	TARIF 2	48,3	2,9	1 1/2	42,6	14,19	0,152	1,419	3,26	4,079	40-49
		60,3	3,2	2	53,9	22,82	0,189	2,282	4,55	6,842	50-60
		76,1	3,2	2 1/2	69,7	38,15	0,239	3,815	5,80	9,615	55-76
		88,9	3,2	3	82,6	53,45	0,279	5,345	6,61	12,156	60-90
		114,3	3,6	4	107,1	89,95	0,359	8,995	9,89	18,885	102-114
139,7		4,5	5	130,7	134,57	0,439	13,450	15,00	28,450	127-140	
SÉRIE MOYENNE		NF A 49-140									
Pressions nominale en bars à la température ambiante (20 °C). Tubes filetés : 16 bar Tubes lisses : 25 bar Températures d'emploi admissibles : - 10 °C à 110 °C Désignation : d ¹	D ext	Épaisseur	Dérom des filetages	D int	Area section int.	Area ext.	Volume int.	tube	tube + eau		
	mm	mm	—	mm	cm ²	cm ² /m	dm ³ /m	kg/m	kg/m		
	13,5	2,3	1/4	8,9	0,62	0,042	0,062	0,65	0,712		
	17,2	2,3	3/8	12,6	1,25	0,054	0,125	0,852	0,977		
	21,3	2,6	1/2	16,1	2,03	0,067	0,203	1,22	1,423		
	26,9	2,6	3/4	21,7	3,70	0,084	0,370	1,56	1,950		
	33,7	3,2	1	27,3	5,85	0,106	0,585	2,44	3,025		
	42,4	3,2	1 1/4	36,0	10,18	0,133	1,018	3,14	4,158		
	48,3	3,2	1 1/2	41,9	13,79	0,152	1,379	3,61	4,989		
	60,3	3,6	2	53,1	22,14	0,189	2,214	5,10	7,314		
	76,1	3,6	2 1/2	68,9	37,28	0,239	3,728	6,51	10,238		
	88,9	4,0	3	80,9	51,40	0,279	5,140	8,47	13,610		
	114,3	4,5	4	105,3	86,60	0,359	8,660	12,10	20,760		
139,7	4,5	5	130,7	134,50	0,439	13,450	15,00	28,450			
SÉRIE FORTE		NF A 49-140									
Pressions nominale en bars à la température ambiante (20 °C). Tubes filetés : 16 bar Tubes lisses : 25 bar Températures d'emploi admissibles : - 10 °C à 110 °C Désignation : d ¹ N.B. La résistance correspondant à une réduction de résistance à la compression à l'ébran ou aux chocs, la P.N. demeure identique à celle de la série moyenne.	D ext	Épaisseur	Dérom des filetages	D int	Area section int.	Area ext.	Volume int.	Masse		Anciennes appellations	
	mm	mm	—	mm	cm ²	cm ² /m	dm ³ /m	kg/m	kg/m		
	13,5	2,9	1/4	7,7	0,47	0,042	0,047	0,769	0,816		
	17,2	2,9	3/8	11,4	1,02	0,054	0,102	1,02	1,122		
	21,3	3,2	1/2	14,9	1,74	0,067	0,174	1,45	1,624		
	26,9	3,2	3/4	20,5	3,30	0,084	0,330	1,90	2,230		
	33,7	4,0	1	25,7	5,19	0,106	0,519	2,97	3,489		
	42,4	4,0	1 1/4	34,4	9,29	0,133	0,929	3,84	4,769		
	48,3	4,0	1 1/2	40,3	12,78	0,152	1,278	4,43	5,705		
	60,3	4,5	2	51,3	20,67	0,189	2,067	6,17	8,237		
	76,1	4,5	2 1/2	67,1	35,36	0,239	3,536	7,90	10,436		
	88,9	4,9	3	79,1	49,14	0,279	4,914	10,10	15,014		
	114,3	5,4	4	103,5	83,60	0,359	8,360	14,40	22,760		
139,7	5,4	5	128,9	130,50	0,439	13,050	17,80	30,850			

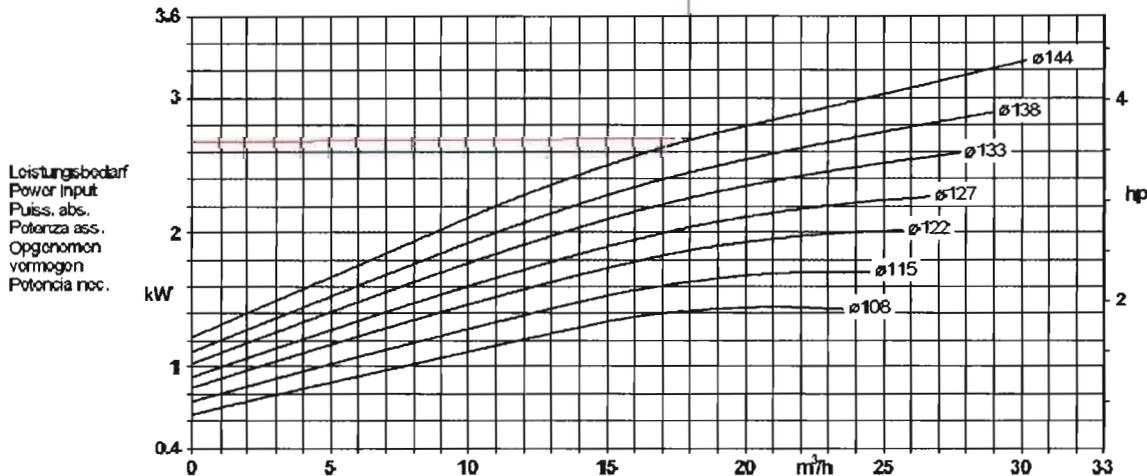
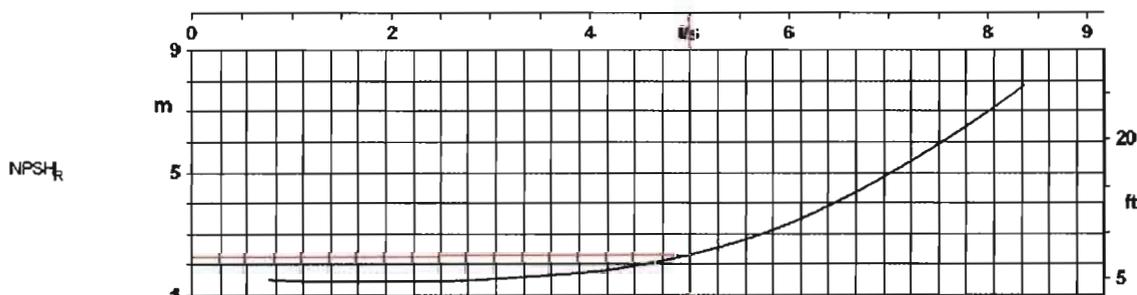
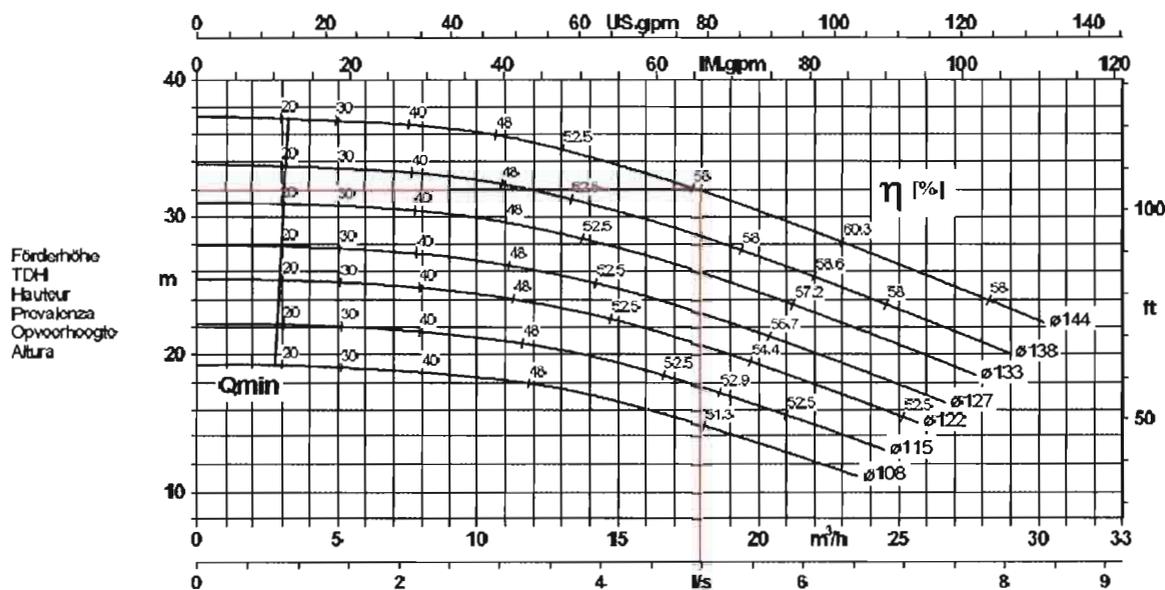
Annexe 4 : Fixation des vérins

Fixation centrée	Fixation excentrée	Fixation pivotante
 <p data-bbox="198 563 441 596">Tirants saillants</p>	 <p data-bbox="545 563 765 596">Pattes latérales</p>	 <p data-bbox="866 541 1115 607">Touillon de tête (ou de fond)</p>
 <p data-bbox="213 836 435 869">Pattes latérales</p>	 <p data-bbox="553 814 757 880">Pattes de tête et de fond</p>	 <p data-bbox="866 836 1115 869">Touillon central</p>
 <p data-bbox="201 1120 427 1153">Semelle de tête</p>	 <p data-bbox="511 1120 795 1153">Cornières de bouts</p>	 <p data-bbox="881 1120 1105 1153">Tenon à noix</p>
 <p data-bbox="223 1382 409 1415">Trous filetés</p>	 <p data-bbox="591 1382 712 1415">Chappe</p>	 <p data-bbox="870 1382 1108 1415">Semelle de fond</p>

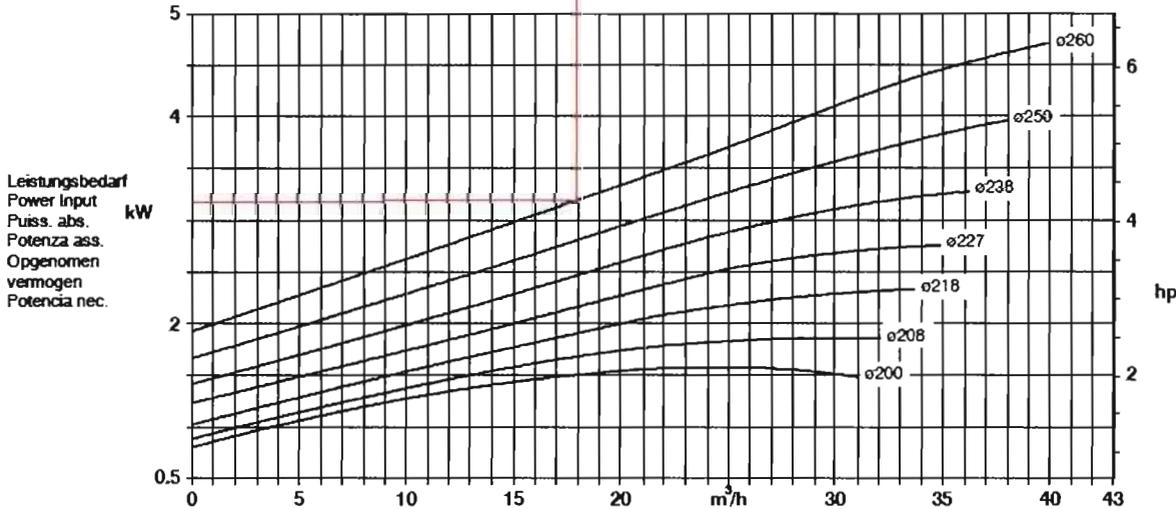
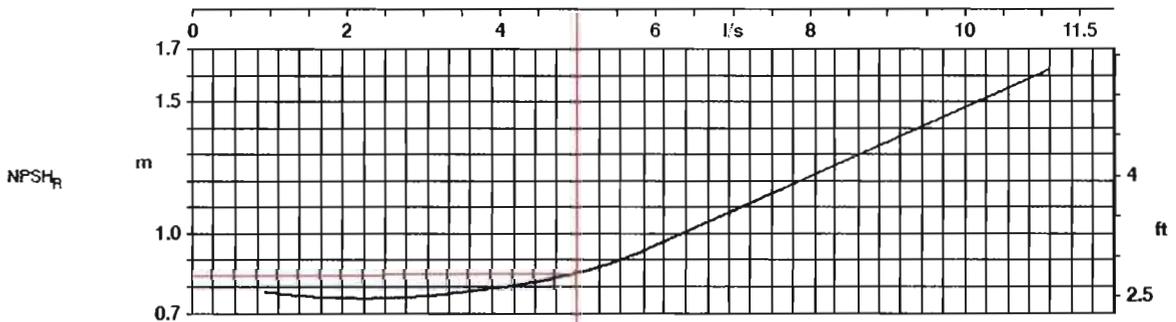
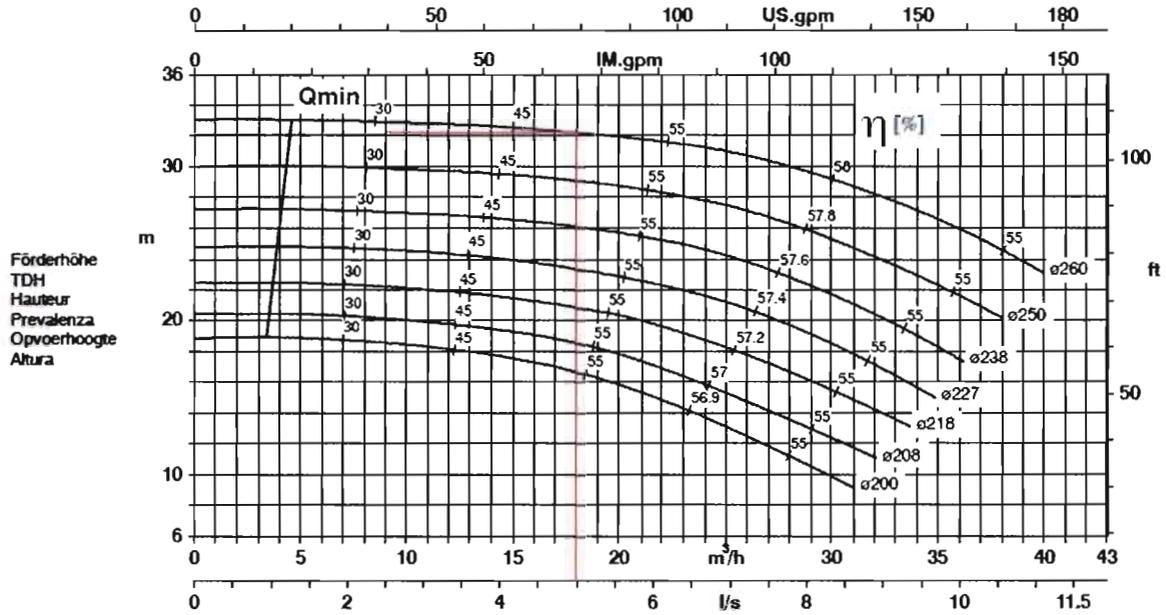
Annexe 5 : valeurs du facteur λ selon diverse combinaisons d'attache d'une tige, de fixation d'un vérin et de colonne équivalente.

Type	Combinaisons d'attaches, de guidages et de fixations	Colonne équivalente
A $\lambda = 1$		
B $\lambda = 2$		
C $\lambda = 0,7$		
D $\lambda = 0,5$		

Esure/Größe Type-Size Modèle Etanorm 32-125.1 Etabloc	Tipo Serie Tipo	Nenndrehzahl Nom. speed Vitesse nom. 3500 1/min	Velocità di rotazione nom. Nominal rotational Revoluciones nom.	Laufräder Impeller Dia. Diamètre de roue	ø Garantie ø Waaier ø Rodete	 KSB Aktiengesellschaft 67225 Frankenthal Johann-Klein-Strasse 9 67227 Frankenthal
Projekt Projec. Projeçt	Proyecto Projec. Proyecto	Angebots-Nr. Projec. No. No. de Oferte	Offerta-No. Offertenr. Offerta-No.	Pos.-Nr. Item No. No. de pos.	Pos.-Nr. Posierenr. Pos.-Nr.	



Baureihe-Größe Type-Size Modèle	Tipo Serie Tipo	Nennrehzahl Nom. speed Vitesse nom.	Velocità di rotazione nom. Nominaal toerental Revoluciones nom.	Laufrad-ø Impeller Dia. Diamètre de roue	ø Girante ø Waaler ø Rodete	 KSB Aktiengesellschaft Unternehmensbereich Pumpen Industrie- und Wassertechnik Postfach 1725, 67225 Frankenthal Joh.-Klein-Str. 9, 67227 Frankenthal
Etanorm 40-250 Etabloc		1750 1/min				
Projekt Project Projet	Progetto Projekt Proyecto	Angebots-Nr. Project No. No. de l'offre	Offerta-No. Offertenr. Offerta-No.	Pos.-Nr. Item No. No. de pos.	Pos.-Nr. Positiernr. Pos.-Nr.	





Etanorm/Etanorm-R

Matériaux

	Etanorm G / Etanorm-RG	Etanorm-R GC1	Etanorm M	Etanorm-RM	Etanorm B
Volute	Fonte grise JL 1040 ¹⁾		Fonte grise JL 1040 ¹⁾		Bronze ordinaire CC 480 K-GS ³⁾
Fond de refoulement	Fonte grise JL 1040 ¹⁾		Fonte grise JL 1040 ¹⁾		Bronze ordinaire CC 480 K-GS ³⁾
Roue	Fonte grise JL 1040 ¹⁾	1.4408	Bronze ordinaire CC 480 K-GS ³⁾		Bronze ordinaire CC 480 K-GS ³⁾
Bague d'usure	Fonte grise GG	1.4408	Fonte grise/ Bronze au plomb GG/G-CuPb10Sn		Bronze au plomb CC 495 K-GS ³⁾
Arbre	Acier de traitement C45		Acier de traitement C45		Acier au chrome-nickel-molybdène 1.4462
Chemise d'arbre	Acier au chrome-nickel-molybdène 1.4571	1.4122	Acier au chrome-nickel-molybdène 1.4571	1.4122	Acier au chrome-nickel-molybdène 1.4571
Chemise de protection d'arbre	Acier au chrome-molybdène 1.4122		Acier au chrome-molybdène 1.4122		Chrom-Nickel-Molybdän-Stahl 1.4571
Support de palier	Fonte grise JL 1040 ¹⁾		Fonte grise JL 1040 ¹⁾		Fonte grise JL 1040 ¹⁾

	Etanorm S	Etanorm-RS	Etanorm C
Volute	Fonte nodulaire JS 1025 ²⁾		Acier coulé au chrome-nickel-molybdène 1.4408
Fond de refoulement	Fonte nodulaire JS 1025 ²⁾		Acier coulé au chrome-nickel-molybdène 1.4408
Roue	Fonte grise JL 1040 ¹⁾		Acier coulé au chrome-nickel-molybdène 1.4408
Bague d'usure	Fonte grise GG		Acier coulé au chrome-nickel-molybdène 1.4408
Arbre	Acier de traitement C45		Acier au chrome-nickel-molybdène 1.4462
Chemise d'arbre	Acier au chrome-nickel-molybdène 1.4571	1.4122	Acier au chrome-nickel-molybdène 1.4571
Chemise de protection d'arbre	Acier au chrome-molybdène 1.4122		Acier au chrome-nickel-molybdène 1.4571
Support de palier	Fonte grise JL 1040 ¹⁾		Fonte grise JL 1040 ¹⁾

1) selon EN 1561 = GJL-250

2) selon EN 1563 = GJS-400-18-LT

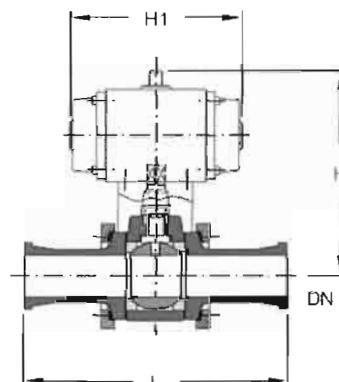
3) selon EN 1982

Annexe7 : robinets à boisseau et actionneur pneumatique rotatif

ROBINETS A BOISSEAU SPHERIQUE ET ACTIONNEUR PNEUMATIQUE ROTATIF

Robinet à boisseau sphérique avec corps en verre borosilicate 3.3

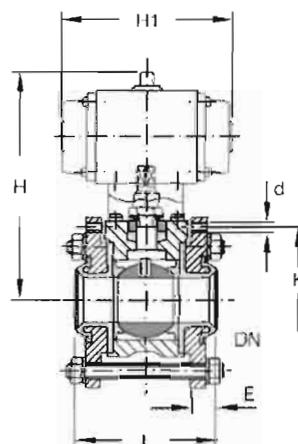
DN	L	H	H1	Reference
25	175	182	155	KHP25/...
40	225	240	195	KHP40/...
50	300	244	195	KHP50/...



ROBINETS A BOISSEAU SPHERIQUE ET ACTIONNEUR PNEUMATIQUE ROTATIF

Robinet compact à boisseau sphérique en fonte graphitée sphéroïdale/PFA

DN	L	H	H1	E	K x n x d	Reference
25	80	208	155	15	85 x 4 x M8	KHKP25/...
40	100	255	195	16	110 x 4 x M8	KHKP40/...
50	125	259	195	23	125 x 4 x M8	KHKP50/...



Annexe8 : Moteur pneumatique : caractéristiques techniques

	Ex ¹⁾	Raccord à air comprimé	Nombre de palettes	Sens de rotation ¹⁾	Plage de vitesse de rotation autorisée [min ⁻¹]	Couple p=5,6 bar ²⁾ [Nm]	Puissance p=5,6 bar ²⁾ [kW]	Consomm. d'air p=5,6 bar ²⁾ [m ³ /h]	Poids [kg]	Set réparation Modèle
1 AM-NCC-12	x	1/8 NPT	4	CC	500-6000*	0,5-0,2	-0,22	8,5-22	0,9	K200
1 AM-NCW-14	x	1/8 NPT	4	CW	500-6000*	0,5-0,2	-0,22	8,5-22	0,9	K200
1 AM-NRV-39A	x	1/8 NPT	4	RV	500-6000*	0,5-0,2	-0,22	8,5-22	0,9	K201
1UP-NRV-3A	x	1/8 NPT	4	RV	500-6000	0,65-0,5	-0,32	22,5-48	1,4	K286
1UP-NRV-10	x	1/8 NPT	8	RV	500-6000	0,65-0,5	-0,32	22,5-48	1,4	K298
2 AM-ARV-92	x	G1/4	4	RV	300-3000	2,2-1,55	0,07-0,48	21,0-56	3,5	K510
2 AM-NCC-16	x	1/4 NPT	4	CC	300-3000	2,3-1,65	0,07-0,54	16,5-42	2,7	K202
2 AM-NCW-7A	x	1/4 NPT	4	CW	300-3000	2,3-1,65	0,07-0,54	16,5-42	2,7	K202
2 AM-NRV-89	x	1/4 NPT	4	RV	300-3000	2,2-1,55	0,07-0,48	21,0-56	2,7	K509
4 AM-ARV-119	x	G3/8	4	RV	300-3000	5,2-3,8	0,15-1,15	36-122	5,3	K206C
4 AM-ARV-120	x	G3/8	8	RV	300-3000	5,2-3,8	0,15-1,15	36-122	5,3	K206B
4 AM-NRV-22B	x	1/4 NPT	4	RV	300-3000	5,2-3,1	0,15-0,95	29-99	4,1	K205
4 AM-NRV-54A	x	1/4 NPT	8	RV	300-3000	5,2-3,1	0,15-0,95	29-99	4,1	K279
4 AM-FRV-13C	x	1/4 NPT	4	RV	300-3000	5,2-3,1	0,15-0,95	29-99	4,1	K205
4 AM-FRV-63A	x	1/4 NPT	8	RV	300-3000	5,2-3,1	0,15-0,95	29-99	4,1	K279
6 AM-ARV-54	x	G1/2	4	RV	300-3000	10,5-8,0	0,4-2,5	47-195	10,0	K281A
6 AM-ARV-55	x	G1/2	8	RV	300-3000	10,5-8,0	0,4-2,5	47-195	10,0	K281B
6 AM-NRV-7A	x	1/2 NPT	4	RV	300-3000	10,5-8,0	0,4-2,5	47-195	8,2	K208

6 AM-FRV-5A	x	1/2 NPT	4	RV	300-3000	10,5-8,0	0,4-2,5	47-195	9,5	K208
8 AM-ARV-70	x	G1/2	4	RV	300-2500	17,0-12,0	0,6-3,2	97-264	14,0	K282A
8 AM-ARV-71	x	G1/2	8	RV	300-2500	17,0-12,0	0,6-3,2	97-264	14,0	K282B
8 AM-NRV-5B	x	1/2 NPT	4	RV	300-2500	17,5-13,0	0,6-3,2	97-264	12,7	K210
8 AM-NRV-42A	x	1/2 NPT	8	RV	300-2500	17,5-13,0	0,6-3,2	97-264	12,7	K283
8 AM-FRV-2B	x	1/2 NPT	4	RV	300-2500	17,5-13,0	0,6-3,2	97-264	12,2	K210
16 AM-FRV-2	x	1 1/4 NPT	6	RV	300-2000	34,0-30,0	1,0-5,8	137-380	33,0	K213
16 AM-FRV-2 DIN	x	1 1/4 NPT	6	RV	300-2000	34,0-30,0	1,0-5,8	137-380	40,0	K213

Modèles exempt d'huile

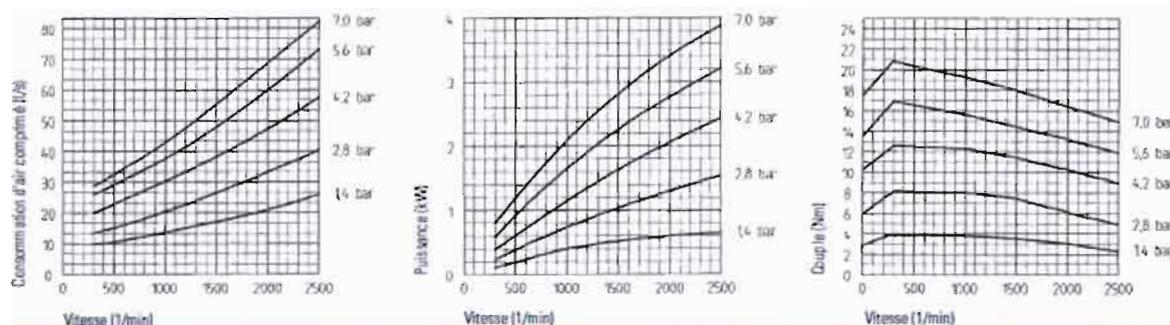
NL 22-NCC-1	x	1/8 NPT	4	CC	1000-4000	0,49-0,32	0,05-0,13	22,5-32	1,4	K285A
NL 22-NCW-2	x	1/8 NPT	4	CW	1000-4000	0,49-0,32	0,05-0,13	22,5-32	1,4	K285A
NL 32-NCC-1	x	1/4 NPT	4	CC	300-2000	2,5-1,5	0,08-0,32	29-52	4,1	K521
NL 32-NCC-7	x	G 1/4	4	CC	300-2000	2,5-1,5	0,08-0,32	29-52	5,4	K521
NL 32-NCW-2	x	1/4 NPT	4	CW	300-2000	2,5-1,5	0,08-0,32	29-52	4,1	K521
NL 32-NCW-8	x	G 1/4	4	CW	300-2000	2,5-1,5	0,08-0,32	29-52	5,4	K521
NL 42-NCC-1	x	1/4 NPT	4	CC	500-2000	4,9-2,9	0,26-0,6	38-69	8,2	K580
NL 42-NCC-7	x	G 3/8	4	CC	500-2000	4,9-2,9	0,26-0,6	38-69	9,5	K580
NL 42-NCW-2	x	1/4 NPT	4	CW	500-2000	4,9-2,9	0,26-0,6	38-69	8,2	K580
NL 42-NCW-8	x	G 3/8	4	CW	500-2000	4,9-2,9	0,26-0,6	38-69	9,5	K580

* avec faible contrainte et graissage suffisant jusqu'à 10 000 [min⁻¹]-2) Pour le choix du moteur, voir les remarques sur les éléments périphériques

1) CC=Sens contraire aux aiguilles d'une montre, CW = dans le sens – pression de fonctionnement maximum 7 bar (modèle 1 UP et NL = 5,6 bar) des aiguilles d'une montre (vue sur arbre), RV = réversible 3) Ex II 2 GDcT4 6

Données variables complémentaires en fonctions des paramètres de fonctionnement

Modèle 8 AM évacuation d'air libre sans silencieux



Dimension du moteur : 8 AMFRV2B

Annexe 9 : filtre-régulateur-lubrificateur

POUR COMMANDER L'EXCELON® PRO

Toutes les versions sont livrées avec fixations murales et manomètres.

Référence	Description	Orifices	Caractéristiques supplémentaires
BL92-211G	Ensemble - Filtre/Régulateur Lubrificateur	G1/4	Vanne d'arrêt, purge automatique
BL92-231G		G1/4	Vanne d'arrêt, purge manuelle
BL92-F11D		8 mm	Vanne d'arrêt, purge automatique
BL92-F31D		8 mm	Vanne d'arrêt, purge manuelle
F92G-2GN-AT1	Filtre - Standard, 5 µ	G1/4	Purge automatique
F92G-2GN-QT1		G1/4	Purge manuelle
F92G-8DN-AT1		8 mm	Purge automatique
F92G-8DN-QT1		8 mm	Purge manuelle
R92G-2GK-RMG	Régulateur - Avec soupape de décharge, 0,3 à 10 bar	G1/4	Ecrou pour montage sur panneau
R92G-8DK-RMG		8 mm	Ecrou pour montage sur panneau
B92G-2GK-AT1-RMG	Filtre/Régulateur - 5 µ, 0,3 à 10 bar	G1/4	Purge automatique, écrou de montage sur panneau
B92G-2GK-QT1-RMG		G1/4	Purge manuelle, écrou de montage sur panneau
B92G-8DK-AT1-RMG		8 mm	Purge automatique, écrou de montage sur panneau
B92G-8DK-QT1-RMG		8 mm	Purge manuelle, écrou de montage sur panneau
L92C-2GP-ETN	Lubrificateur	G1/4	Brouillard d'huile
L92C-8DP-ETN		8 mm	Brouillard d'huile
F92C-2GD-AT0	Filtre - Coalesceur, 0,01 µ	G1/4	Purge automatique, indicateur de niveau
F92C-8DD-AT0		8 mm	Purge automatique, indicateur de niveau
T92T-2GN-B1N	Vanne d'arrêt	G1/4	Echappement taraudé M5
T92T-8DN-B1N		8 mm	Echappement taraudé M5

Pour commander un ensemble sans plaques de raccord, taraudées ou instantanées, remplacer les 5ème et 6ème digits par NN. Exemple R92G-NNK-RMG.

Celles-ci peuvent être commandées séparément. Vous les trouverez ci-dessous dans la rubrique des accessoires.

Annexe 10 : Longueurs droites équivalentes des accessoires de tuyauterie

T 55

J. 1561-E

ANNEXE 3. — Longueurs droites équivalentes des accessoires de tuyauterie

