

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET
POPULAIRE**

**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique**

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT GENI MECANIQUE

Projet de fin d'étude

**EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR D'ETAT EN
GENIE
MECANIQUE**

Thème :

**ETUDE ET CONCEPTION D'UNE
CISAILLE GUILLOTINE
HYDRAULIQUE**

Réalisé par :

M . Abdelhadi BOUTRICHE

Dirigé par :

M . I . BELHADEF

M . B . GUERGUEB

Promotions juin 2008

Dédicaces

A MES TRES CHERS PARENTS ;

A MA TRES CHER SŒUR AINSI QUE SON MARIE ;

A MON NEVEU ABDERAHMANE ET SA SŒUR MERIEME ;

A TOUTE MA FAMILLE ;

A TOUTS MES AMIS ;

A TOUTS MES COLLEGUES ;

A TOUTE CEUX QUE J'AI CONNUS DURANT MA FORMATION ;

JE DEDIE CE MODESTE TRAVAIL

B . Abdelhadi

Remerciements

Je remercie en premier lieu **ALLAH** le tout puissant de m'avoir donné la santé et le pouvoir d'accomplir ce modeste travail.

Je remercie mes parents pour leur patience, leurs encouragements et leur soutien.

Mes remerciements vont à M. I.Belhadef et M. B.Guergueb d'avoir accepté de m'encadrer, de leurs précieux conseils et de leur disponibilité. Je tien aussi, à remercier les membres du jury de me faire l'honneur de lire et d'évaluer ce travail.

Je remercie également tout le personnel de SERMO de Boufarik, et Plus essentiellement M. K . Boualam.

Mes remerciements vont aussi à tous les enseignants du département Génie Mécanique ainsi qu'à tous les enseignants qui ont participé à notre formation.

ملخص

الهدف من هذا المشروع هو دراسة و تصميم آلة قطع الصفائح المعدنية ذات سمك يتراوح ما بين 1 إلى 6 ملم و عرض يصل حتى 2500 ملم و التي تعمل بالنظام الهيدروليكي, و تم هذا التصميم بواسطة برنامج التصميم محبر الأعلام الآلي السوليدوركس.

كلمات مفتاحية السوليدوركس, قطع الصفائح المعدنية, آلات القطع.

Résumé

L'objectif de ce projet est l'étude et la conception d'une cisaille guillotine hydraulique qui coupe des tôles minces d'épaisseur de 1 à 6 mm et une largeur jusqu'à 2500 mm, cette machine fonctionne à l'aide d'un système hydraulique. La conception est faite par un logiciel de CAO « SOLIDWORKS »

Mots clés : solidworks, cisaillement des tôles minces, machine de cisaillement.

Abstract

The objective of this project is the study and the design of hydraulic swing plate shearing machine which cut thin sheet thickness from 1 to 6 mm and a width up to 2500 mm, this machine work by a hydraulic system. The design is made by a software of CAD "SOLIDWORKS"

Key words: solidworks, shearing of thin sheet, machine of shearing.

Table des matières

Introduction et but de l'étude	1
---	----------

Chapitre 1 : Description des cisailles de coupe transversale

Introduction	4
1.1 Rappel sur le processus de cisailage.....	4
1.1.1 Principe de cisailage.....	4
1.2 Différents types de cisailles.....	7
1.2.1 Cisaille volante à tambour.....	7
1.2.2 Cisaille volante équilibrante.....	8
Conclusion	10

Chapitre 2 : Principe technologique de la machine

Introduction.....	12
2.1 Principales données techniques.....	13
2.3 Structure de la machine.....	14
2.4 Fonctionnement et construction.....	18

Chapitre 3 : dimensionnement des organes de la machine

Introduction.....	20
3.1 Calcul des efforts de coupe.....	20
3.1.1 Formules théoriques.....	20
3.2 Calcul des éléments du système de balancement.....	24

3.2.1	Calcul du système de réglage (secteur denté et Pignan).....	24
3.2.2	Explication de choix d'un secteur denté et non pas une roue.....	31
3.3	Calcul des éléments du mécanisme de réglage de la longueur tôle.....	33
3.3.1	Eléments théoriques et connaissances associées.....	33
3.3.1.1	Définition.....	33
3.3.1.2	Paramétrage.....	33
3.3.2	Fonction d'une liaison hélicoïdale	35
3.3.2.1	Transformations de mouvement	35
3.3.2.2	Fonction transmission d'efforts	36
3.3.3	Types de réalisation	36
3.3.4	calcul des paramètres de la liaison	37
3.3.4.1	Description du système	37
3.3.4.2	Condition de charge	37
3.3.4.3	Caractéristique de la vis	37
3.3.4.4	Calcul du diamètre à la racine lorsque la vis était soumise à une charge axiale uniquement.....	38
3.3.4.5	calcul des contraintes induites	38
3.3.4.6	Rigidité axiale	39
3.3.4.7	Flambage de la vis.....	40
3.3.4.8	Vitesse critique de rotation de la vis	40
3.3.4.9	Dimensionnement de l'écrou	41

Chapitre 4 : dimensionnement du vérin hydraulique

4.1	Rôle du vérin	45
4.2	Description des éléments des constructions courantes	45
4.3	Dimensionnement du vérin.....	46
4.3.1	Données nécessaires	47
4.3.2	Caractéristiques du vérin	47
4.3.3	Vérification au flambement	49
4.3.4	Calcul et vérification des parois du vérin	50

4.3.5 Détermination de l'épaisseur du fond avant du vérin	52
4.3.6 Détermination de l'épaisseur du fond arrière du vérin	53
4.3.7 Liaison entre le fond et le fût du vérin	54
4.3.7.1 Calcul des joints boulonnés	55
4.3.7.2 Calcul du couple de serrage	59
4.4 Réalisation des étanchéités sur le piston et la tige	59
4.5 Calcul du ressort	60
4.5.1 Calcul du diamètre du fil.....	60
4.6 Calcul de ressort du serrage de la tôle.....	61

Chapitre 5 : L'unité hydraulique

Introduction.....	67
5.1 Avantage de l'hydraulique	67
5.2 Inconvénient de l'hydraulique	68
5.3 Les circuits hydrauliques	68
5.3.1 Circuit ouvert	68
5.3.2 Circuit fermé	68
5.4 Éléments constituant un circuit hydraulique	69
5.4.1 Le réservoir	69
5.4.1.1 Fonction	69
5.4.1.2 Construction	69
5.4.1.3 Capacité	69
5.4.1.4 Représentation symbolique	70
5.4.2 Les filtres	71
5.4.2.1 Nécessité de filtre	71
5.4.2.2 Choix du filtre	71
5.4.2.3 Implantation des filtres	72
5.4.2.4 Représentation symbolique	72
5.4.3 Les pompes	73
5.4.3.1 Fonctionnement	73

5.4.3.2	Différents types de pompes	74
5.4.3.3	Caractéristiques des pompes	74
5.4.3.4	Pompe à engrenages	75
5.4.3.5	Représentation symbolique	75
5.4.4	Les distributeurs	76
5.4.4.1	fonctions	76
5.4.4.2	Construction	77
5.4.4.3	Choix du distributeur	78
5.4.5	Protection des circuits contre les surcharges	78
5.4.5.1	Fonction à assurer	78
5.4.5.2	Différents types	78
5.4.5.3	Représentation symbolique	79
5.4.6	Tuyauterie et organes de liaison	79
5.4.6.1	Choix des conduites	80
5.4.7	Fluide hydraulique	80
5.4.7.1	Influences de la viscosité	80
5.4.7.2	Les huiles minérales	81
5.4.7.3	Avantages des huiles minérales.....	81
5.4.7.4	Inconvénients des huiles minérales	81
5.5	Choix du circuit hydraulique convenable	81
5.6	Détermination des diamètres intérieurs et extérieurs des conduites	83
5.7	Calcul des pertes de charges	85
5.7.1	Pertes de charges linéaires	85
5.7.2	Pertes de charges singulières.....	86
5.7.3	Les pertes de charge totales	86

Chapitre 6 : Conception de la machine à l'aide de SOLIDWORKS

Introduction.....	88
6.1 Les principales étapes de la conception	88
6.1.1 Dessin de chaque pièce de la machine en 3D	88

6.1.2 Analyse des pièces par COSMOSxpreses.....93
6.1.3 Faire les assemblages98
Conclusion générale101
Bibliographie103
Annex.....104

INTRODUCTION

Introduction générale

L'ampleur de l'utilisation des tôles minces et son évolution ont conduit à une extension rapide des chaînes de leur mise en œuvre.

Pour répondre aux besoins, sans cesse croissants, (quantitativement et qualitativement) des chaînes de laminage se sont modernisées et automatisées.

Sachant que le laminage est un procédé de déformation plastique continu où celle-ci se produit dans les trois directions, il est nécessaire d'ajouter des cisailles à coupe longitudinale (pour obtenir une largeur normalisée) et transversale pour débiter en longueurs normalisées les tôles.

Le vaste développement des branches de l'industrie utilisatrice des produits laminés à froid (de bonne qualité) tel que le véhicule utilitaire, industriel, agricole et de travaux publics (carrosserie, en particulier) l'électrotechnique, l'emballage métallique (conserves...) ... exigent un volume important de produits laminés et nécessite des moyens de découpage spécifiques particulièrement des cisailles.

Le procédé le plus couramment utilisé est le découpage rectiligne particulièrement à l'aide de cisailles guillotines dont la capacité peut atteindre une dizaine de millimètres.

Après étude du marché algérien, les dirigeants de l'entreprise CERMO ont choisi d'investir dans la production des cisailles guillotines.

Le travail proposé par SERMO consistait à faire une étude économique de la réalisation d'une guillotine de un à six mm d'épaisseur. Après discussion nous nous sommes convenus à diviser le travail en deux parties qui seront étalées sur deux années.

La première partie, qui nous intéresse, consiste à concevoir la machine et pour se faire nous avons commencé par une introduction qui est suivie par des généralités sur les cisailles transversales, un dimensionnement des différents organes de la machine, une modélisation de la

machine à l'aide du logiciel de CAO, SOLIDWORKS, et nous avons terminé par une conclusion générale.

La deuxième partie concerne l'étude de la réalisation de la machine dans laquelle, à partir des dessins de définition des différents éléments et d'ensemble on établira les gammes de fabrication et les contrats de phases qui nous permettent d'étudier le coup de production de notre machine. Cette partie fera l'objet d'un futur projet.

Chapitre 1 :

Description des cisailles de coupe transversales

Introduction :

L'usinage des tôles, à plat, aux formes imposées par le traçage, est obtenu par des opérations très variées, que l'on groupe sous le terme général de découpage et que l'on peut classer en quatre grandes catégories :

- Tranchage (burin, etc., peu utilisé).
- Cisailage : sous des formes diverses : cisailage, poinçonnage, grignotage, grugeage, découpage à la presse.
- Découpage par enlèvement de copeaux : sciage, tronçonnage à la meule, toupillage, perçage, meulage.
- Découpage par chauffage et oxydation : oxycoupage.

1.1 Rappel sur le processus de cisailage :

C'est le procédé le plus fréquent pour le découpage des tôles de faible et moyenne épaisseurs. Il est basé comme toute autre forme de découpage sur plusieurs facteurs dont les principaux sont :

- La nature de la tôle à découper
- La forme du découpage (ligne droite ou courbe)
- Les dimensions de la tôle (épaisseur, largeur,.....etc.)
- La durée de l'exécution
- La qualité désirée

1.1.1 Principe de cisailage :

Deux lames d'acier à angle vif (80 à 90°) séparent la tôle suivant leur plan de frottement par leur déplacement relatif de translation.

Lors du découpage, l'effort théorique de cisaillement F_c est supposé constant pendant la coupe. Le travail théorique de cisaillement serait représenté par un rectangle (fig.1.1) dont les cotés sont l'effort F_c et l'épaisseur "e" de la tôle.

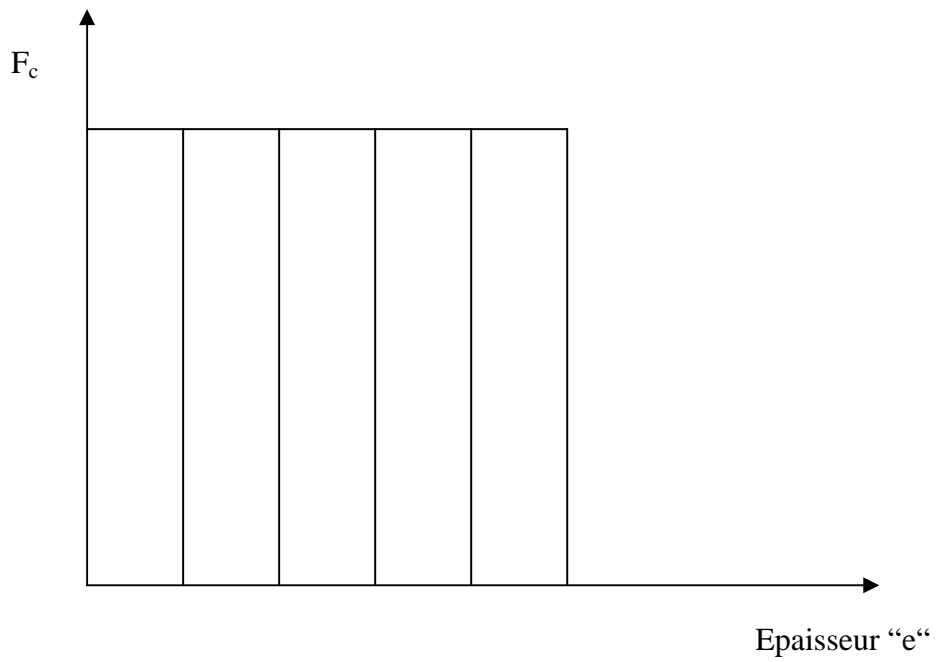


Fig.1.1 : diagramme du travail théorique de cisailage [6].

En réalité, l'effort de coupe réel n'est pas constant durant toute la période de découpage, mais comporte trois phases lesquelles (fig.1.2.a et fig.1.2.b).

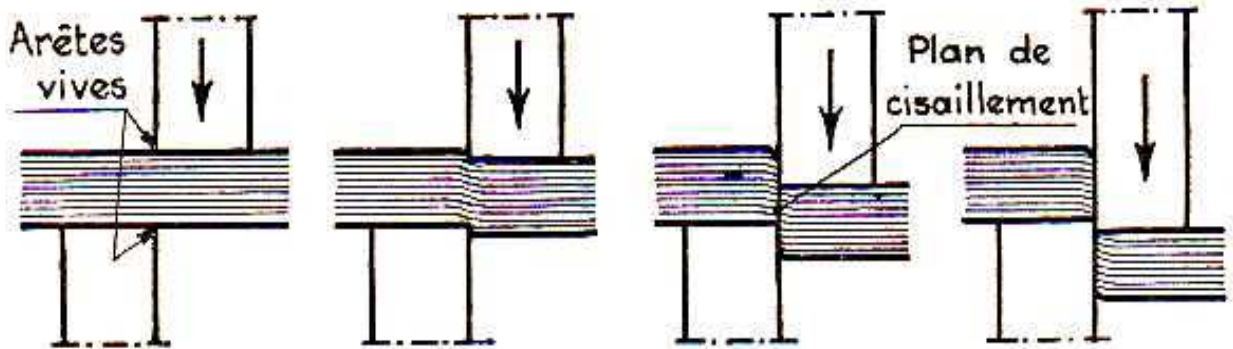


Fig.1.2.a : principe du cisailage [4].

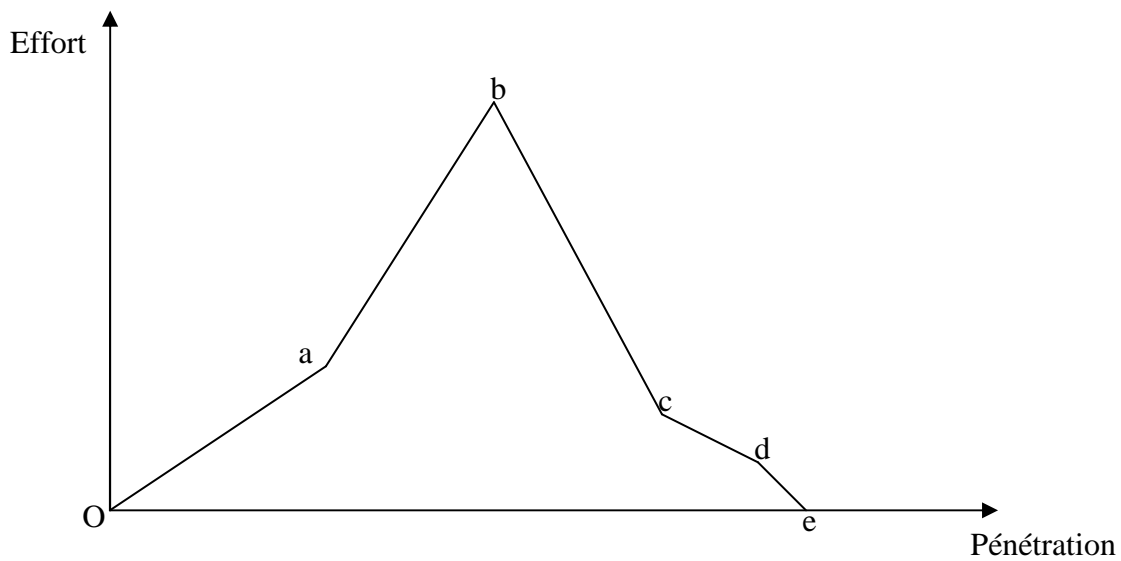


Fig.1.2.b : Diagramme du travail réel de cisailage [6].

Première phase :

Les lames pénètrent légèrement dans la tôle, fibres superficielles coupées, et fibres internes légèrement déformées. Cette phase est représentée par le segment [Oa] sur la figure.1.2.b. Cette période correspond à la zone de déformation plastique par compression.

Deuxième phase :

L'effort augmente et les fibres internes, plus déformées, sont soumises à un effort de traction .C'est l'effort de coupe proprement dite. Cette phase est représentée par le segment [ab].

Troisième phase :

Des amorces de cassures apparaissent au point de contact des arrêtes de coupe, puis la rupture par traction se propage dans toute l'épaisseur. Cette phase est représentée par le segment [bc].

L'effort nécessaire seulement pour entretenir le processus de cisaillement diminue jusqu'à une valeur différente de zéro à cause des frottements entre les lames et la tôle, (segment [cd]).

Le segment [de] exprime le fait que le dégageement des lames n'est pas instantané.

Le travail réel de cisailage représenté par l'aire entre l'axe des abscisses et la courbe abcde figure.1.2.b peut être jusqu'à trois fois plus faible que le travail théorique (fig.1.1)

1.2 Différents types de cisailles :

1.2.1 Cisaille volante à tambours :

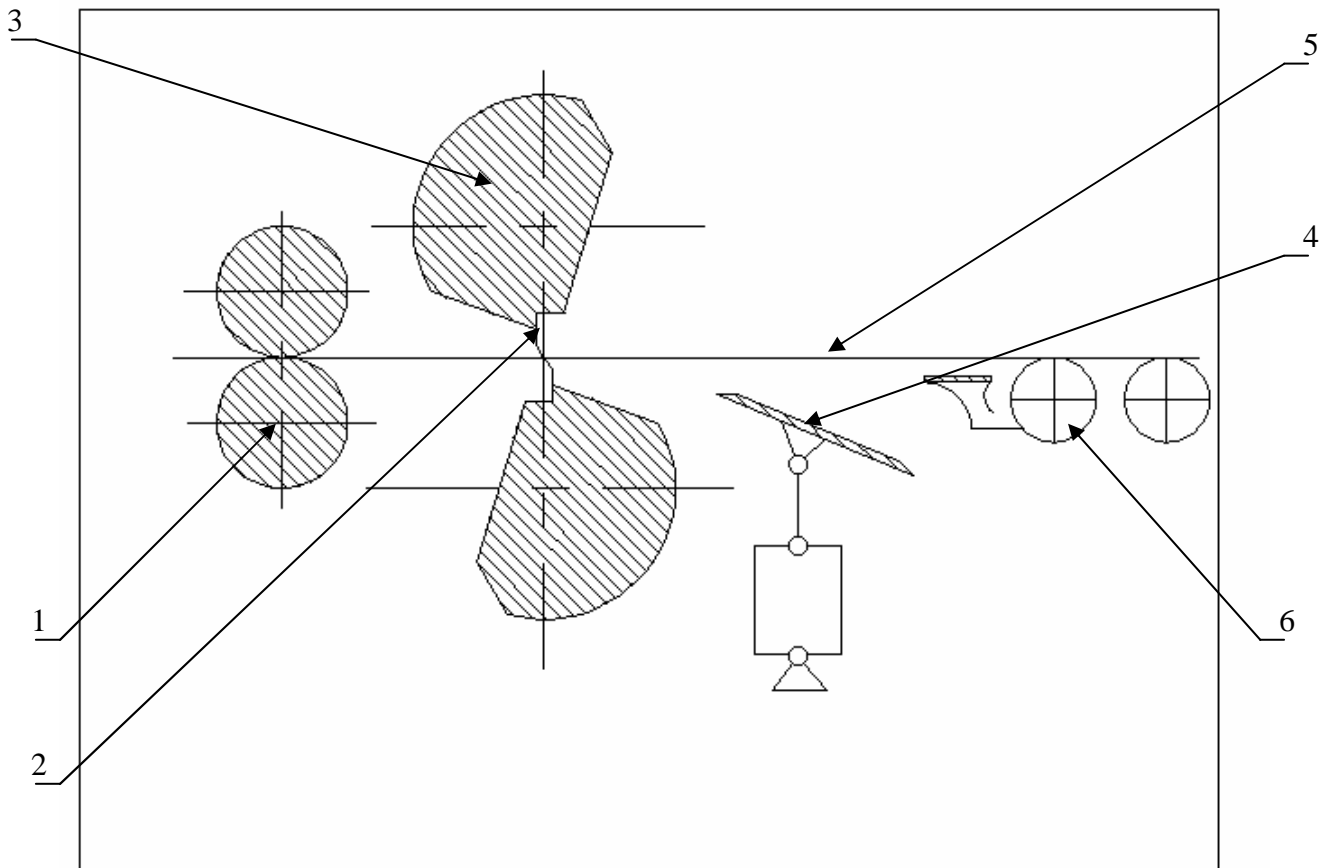


Fig.1.3 : Schéma cinématique de la cisaille volante à tambours [6].

1. rouleaux d'entraînements (qui engagent la bande entre les lames).
2. lame.
3. tambour.
4. table glissière pour les coupeaux.
5. bande.
6. transporteur spécial.

L'inconvénient principal pour ce type de cisaille est que la longueur de la tôle à découper ne dépasse pas le périmètre du tambour qui porte les lames et ne soit pas inférieur, donc toujours égal. (C'est-à-dire pas de réglage de la longueur à découper).

Pour découper des tôles dont la longueur dépasse le périmètre du tambour portant les lames, il faut installer plusieurs dispositifs et un moteur dont les régimes de démarrage et de l'arrêt sont instantanés.

La vitesse la plus économique de la bande ne dépasse pas 2.5 m/s. Comme les cisailles de type stationnaire ne peuvent pas assurer cette vitesse et les cisailles munies de tambours sont très complexes et très chères, il est préférable et avantageux d'installer d'autres types de cisailles.

1.2.2 Cisaille volante équilibrante :

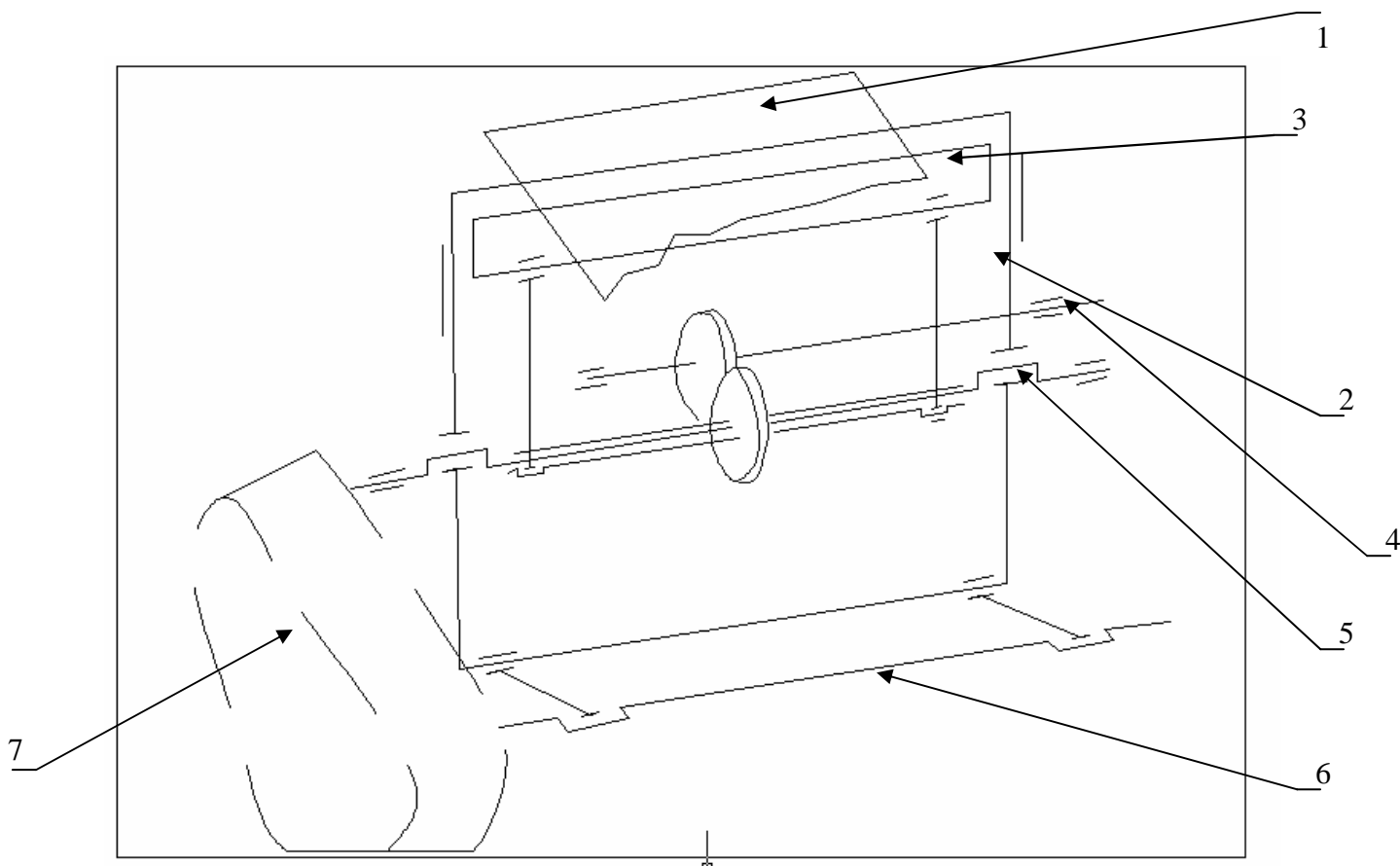


Fig.1.4 : Schéma cinématique de la cisaille volante équilibrante [6].

1. Bande à découper.
2. Châssis de la cisaille avec installation de lame supérieure.
3. Support avec installation de lame inférieure.
4. Arbre de coupe.
5. Arbre d'entraînement de l'oscillation de la cisaille.
6. Arbre secondaire de l'oscillation de la cisaille.
7. Réducteur différentiel.

La cisaille est entraînée à l'aide de deux moteurs électriques à courant continu de puissance 200 kW chacun.

Elle est installée avec une machine à dresser sur le même châssis et leur fonctionnement est réalisé à l'aide d'un groupe de mécanisme commun comprenant

- deux moteurs électriques à courant continu
- deux réducteurs
- une boîte à vitesses
- une cage à roues dentées
- un variateur cinématique

L'emplacement de la cisaille et de la machine à dresser est assez encombrant, il occupe 12 m de longueur.

La cisaille est équipée de dispositifs de coupe et de synchronisation de la vitesse.

Le mouvement de va et vient du support inférieur se réalise à l'aide de la bielle recevant le mouvement de l'arbre excentrique muni de roues dentées.

Cet arbre est guidé par le pignon de l'arbre d'entraînement de coupe installé sur le châssis de la cisaille.

Le support supérieur avec la lame est installé sur les excentriques de l'arbre principal d'oscillation de la cisaille.

Le mouvement d'oscillation du support supérieur et du châssis de la cisaille se réalise grâce aux excentriques de l'arbre principal et aux bielles fixées sur l'arbre secondaire d'oscillation.

La vitesse linéaire de la lame se synchronise avec la vitesse de la bande au moment de la coupe.

Ce type de cisaille permet de couper des tôles de longueur allant jusqu'à 5m. Cette longueur est réglée par le réducteur différentiel.

Conclusion :

L'ingénieur ou le bureau d'étude est soumis à des exigences au cours de la fabrication d'un nouveau produit les quelle :

1. Exigences fonctionnelles :

Le principal critère est son degré de satisfaction des conditions d'utilisation aux quelles ont le destin (par exemple, contraintes mécanique, température et environnement aux quels il sera soumis).

2. Exigences technologiques :

Elles exercent donc une influence directe sur le rendement en service, sur la fiabilité et sur la longévité du produit.

3. Exigences économiques :

Quand plusieurs matériaux sont acceptables sur le plan des exigences fonctionnelles et technologiques, le prix de revient joue le rôle de facteur déterminant dans le choix final. Quel que soit l'utilisation du produit, il existe toujours un coût limite.

Chapitre 2 :

Principe technologique de la machine

Introduction :

La cisaille guillotine hydraulique proposée à l'avantage (par rapport aux constructions citées au chapitre précédent) d'avoir une construction simple et commode pour son exploitation. Elle possède une productivité très élevée. La qualité et la précision de coupe sont bonnes. La consommation d'énergie est relativement faible. On peut couper à l'aide de cette cisaille des tôles d'épaisseur de 1 à 6 mm et de largeur jusqu'à 2500mm.

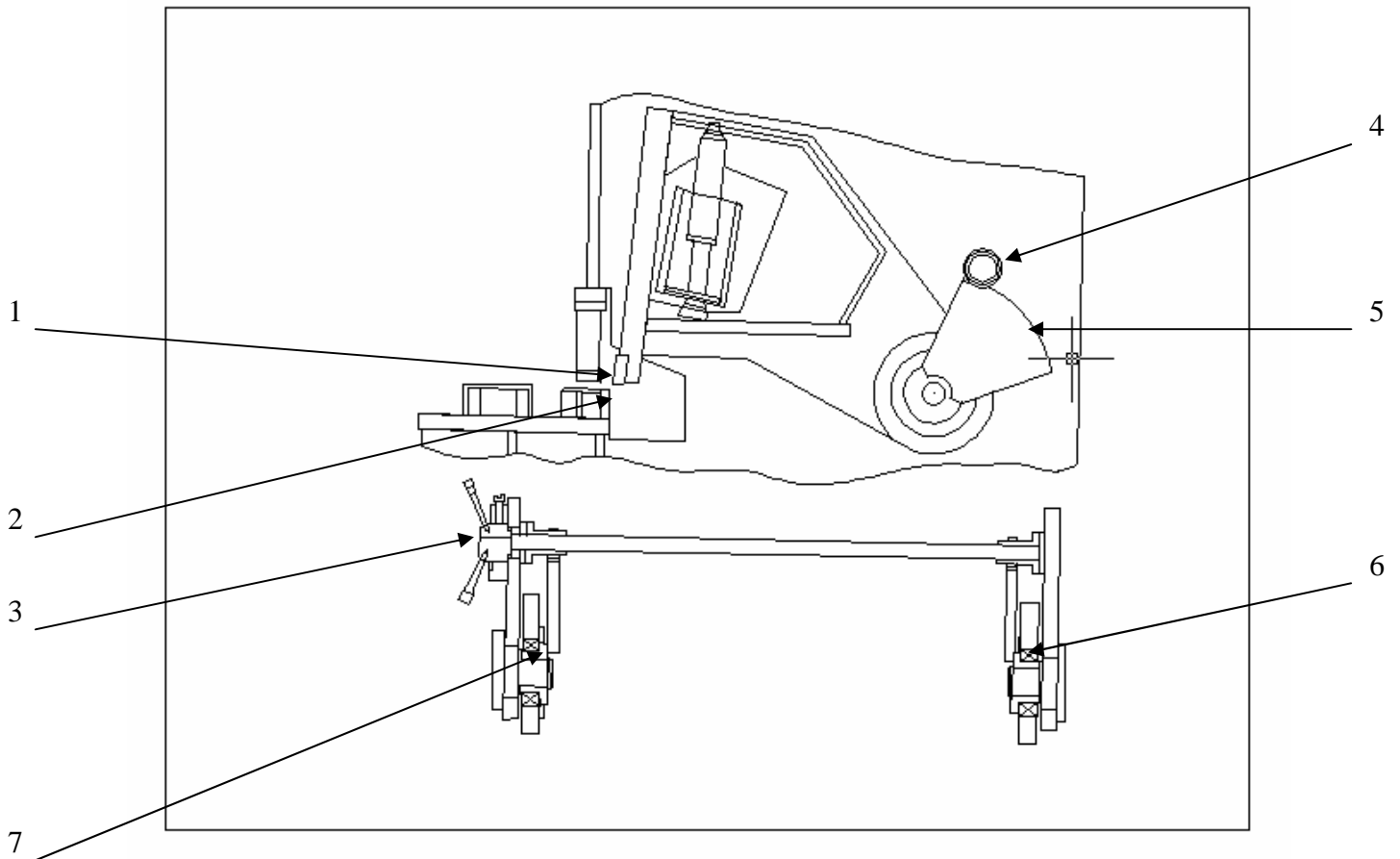


Fig.2.1 : Schémas cinématique de la cisaille guillotine hydraulique [6].

1. Lame mobile.
2. Lame fixe.
3. Manivelle de réglage.
4. Pignon.
5. Secteur denté.
6. Roulement à rouleaux cylindriques.
7. Bague excentrique.

2.1 Principales données techniques :

N°	Désignation	Valeur numérique	Unité	Remarque
1	Epaisseur de la tôle	1-6	mm	
2	Largeur de la tôle	2500	mm	
3	Résistance limite	500	N/mm ²	
4	Angle d'inclinaison de la lame mobile	1° 30'		
5	Longueur maximum de la mesure arrière	600	mm	
6	Nombre de course	18	min ⁻¹	
7	Longueur des lames	2600	mm	
8	Moteur principal	Type Puissance Vitesse	Y132M – 4 7.5 1500	kw tr/min
9	Moteur pour la mesure arrière	Type Puissance Vitesse	YU80M6B 0.55 900	kw tr/min
10	Pompe de surcuit hydraulique	Type Débit Pression	MCY14 – 1B 25 32	L/min Mpa
11	Dimension de la machine	L W H	3130 1530 1600	mm
12	Poids de la machine		4800	kg

Tableau.1.1 : donnes techniques d'une cisaille guillotine

2.3 Structure de la machine :

La cisaille guillotine hydraulique se compose d'organes principaux dont :

1. Cage de la cisaille (fig.2.2).
2. Mécanisme de coupe (fig.2.3).
3. Mécanisme de balancement (fig.2.4).
4. Mécanisme de réglage de la longueur de la tôle (fig.2.5).

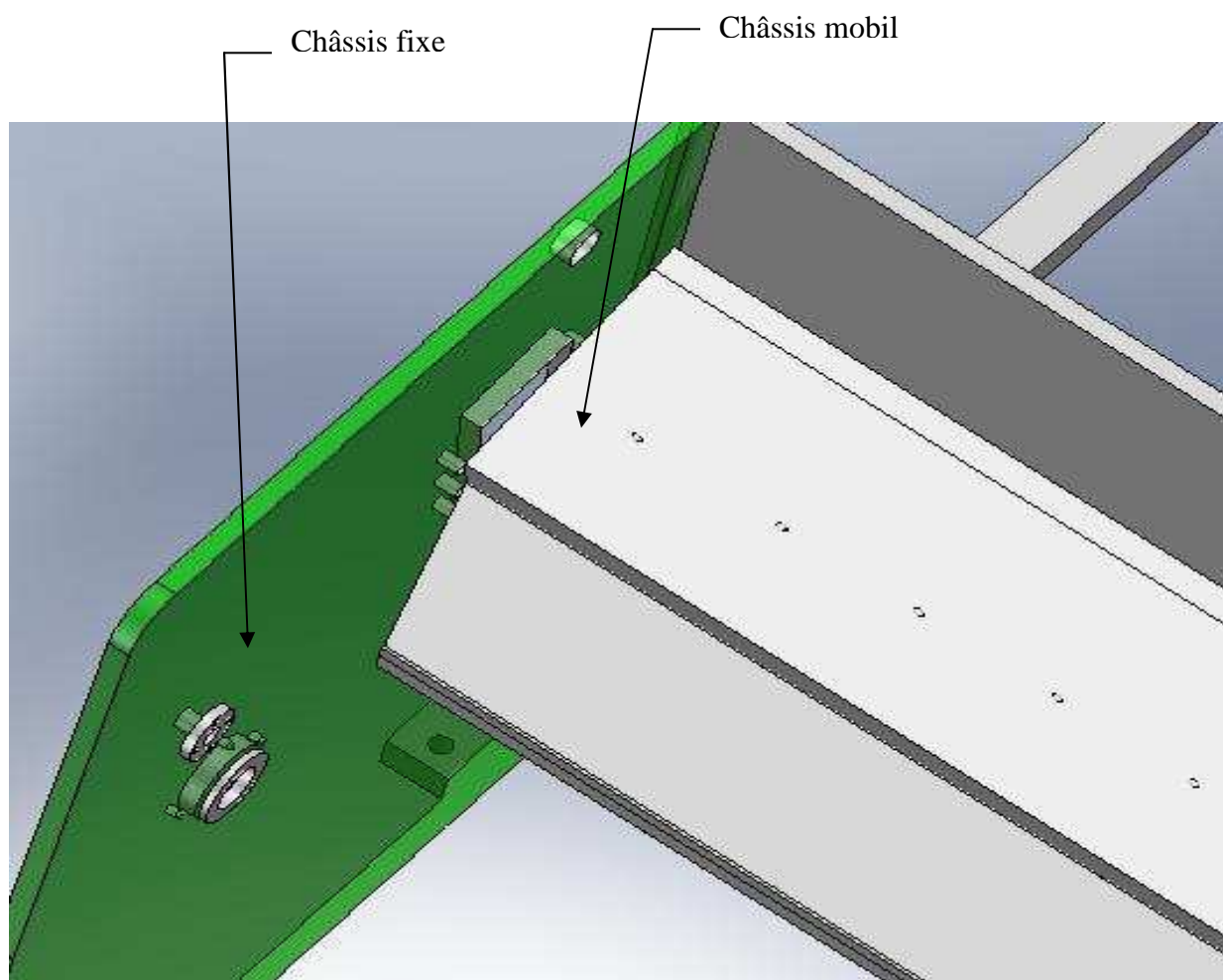


Fig.2.2 : Cage de la cisaille

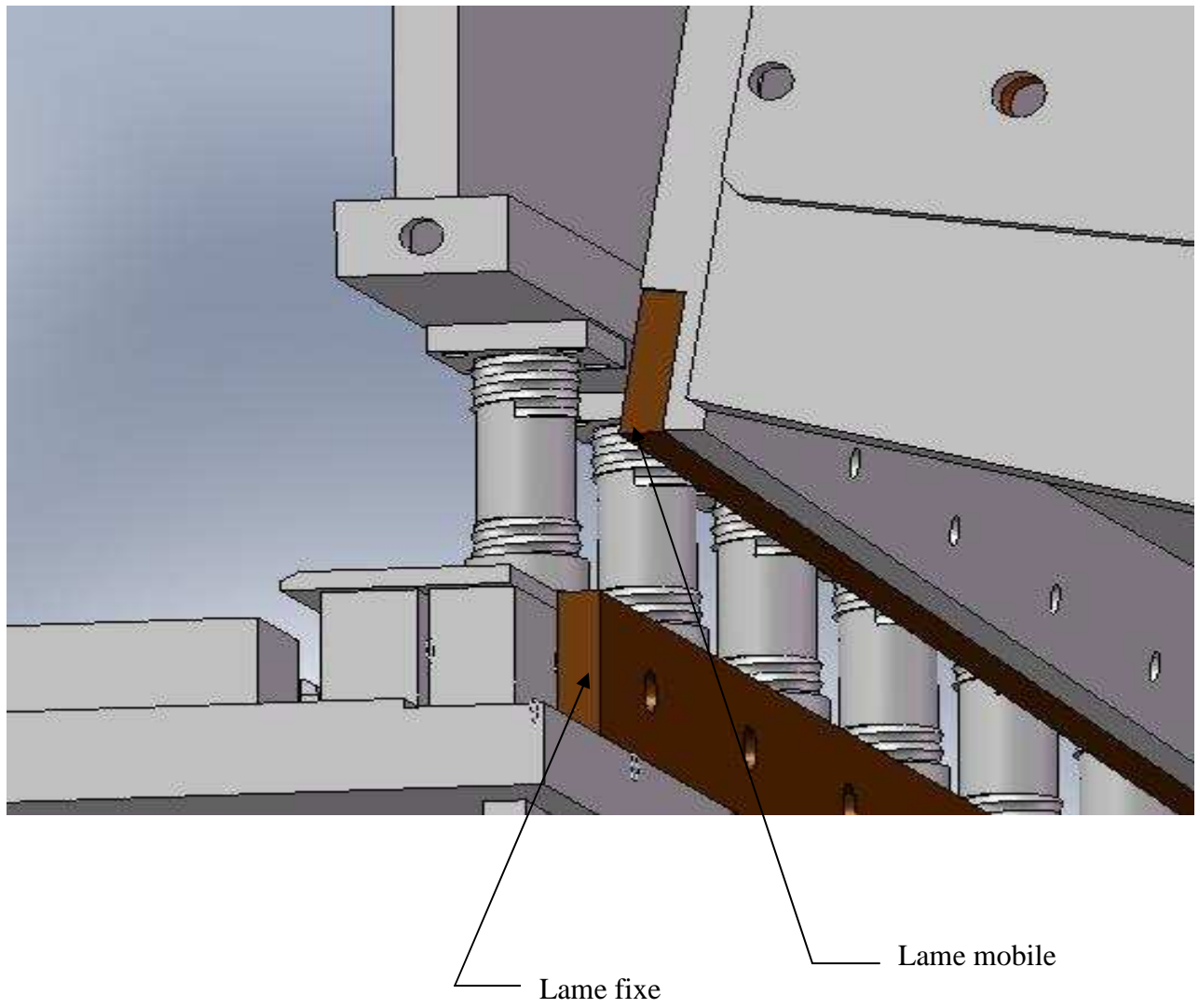


Fig.2.3 : Mécanisme de coupe

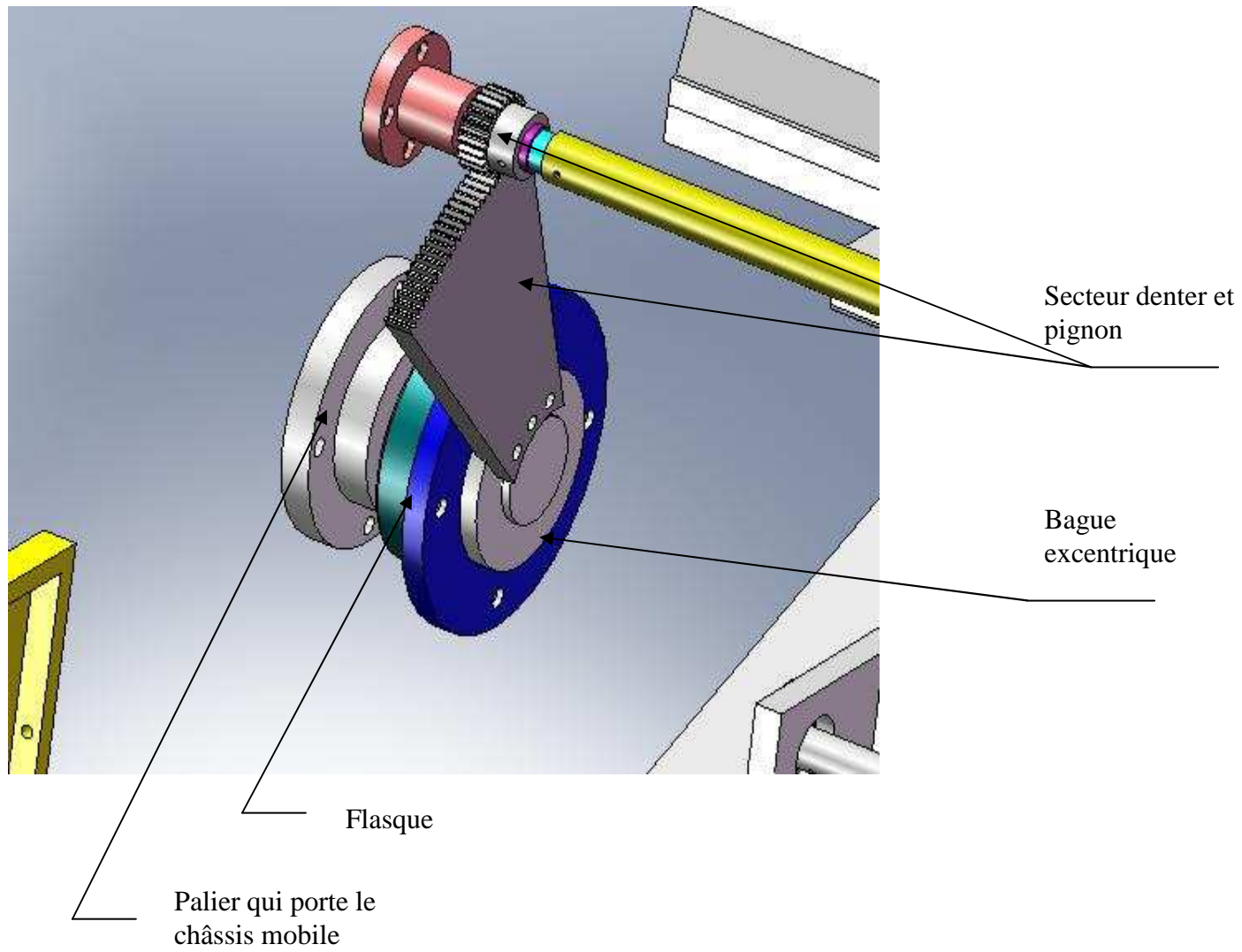


Fig.2.4 : Mécanisme de balancement

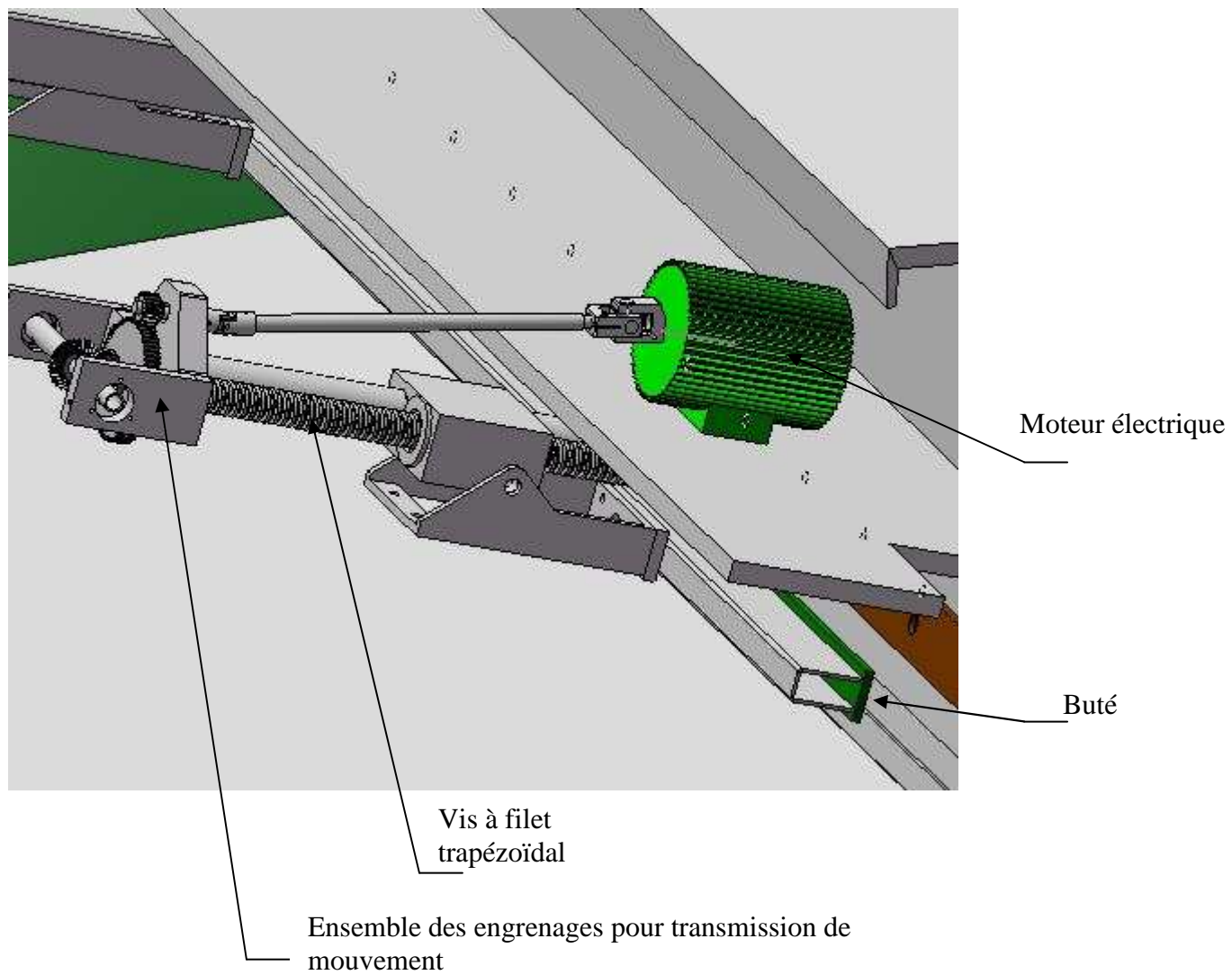


Fig.2.5 : Mécanisme de réglage de la longueur de la tôle

2.4 Fonctionnement et construction :

- la cage est constituée d'un châssis fixe composé de plusieurs parties les uns sont moulées, les autres sont des tôles obtenues par découpage et par la suite soudées, d'un châssis mobile (mécano soudé) attaché par le châssis fixe par le mécanisme de balancement. La cage comprend aussi les mécanismes de coupes et de balancement.
- Le mécanisme de coupe est constitué d'une lame supérieure installée sur le châssis mobile et une lame inférieure installée sur un support appartenant à la table et qui sert aussi au réglage de l'écartement entre les deux lames par des boulons (Elles sont constituées d'un acier allié à forte teneur en chrome 42CD4 dit commercialement KOR, trempé à l'huile et revenu, ayant une dureté de $HRC \geq 51$), des vérins hydrauliques fixés sur le châssis fixe et appuient sur le châssis mobile.
- Le mécanisme de balancement assure le bon fonctionnement de la machine c'est-à-dire la bonne qualité de tôle, il est constitué d'un palier lié au châssis fixe et qui porte une bague excentrique par rapport à eux pour assurer le réglage de la lame mobile pour différentes épaisseurs des tôles, d'un roulement à rouleaux cylindrique montée sur la bague excentrique est porte le châssis mobile pour assurer le mouvement de coupe et d'un segment denté lié à la bague excentrique pour obtenir une bonne précision dans le réglage de la lame mobile.
- Le mécanisme de réglage de la longueur de la tôle est composé d'une liaison hélicoïdale qu'on fixe sur elle une butée, d'un moteur électrique qui est lié au liaison hélicoïdale par des cardans et des engrenages.
- Les organes de commandes se décomposent en deux parties une partie électrique et une partie hydraulique, on essaie de donner un aperçu général sur leurs fonctionnements à la fin de cette étude.

Chapitre 3 :

Dimensionnement des organes de la machine

Introduction :

Pendant le travail de la cisaille guillotine hydraulique, une grande inertie (charge) apparaît. Elle est due aux mouvements des pièces ayant une masse élevée. C'est pourquoi il est nécessaire de faire une analyse dynamique relativement détaillée.

3.1 Calcul des efforts de coupe :

3.1.1 Formule théorique :

Dans notre étude on a adopté le système de cisailage avec lames obliques. La coupe se fait peu à peu, à chaque coup de cisaille et à mesure de la pénétration de la pièce devant elle. L'angle du tranchant des lames varie de 80° à 90° suivant la dureté du métal et l'inclinaison de la partie active du tranchant varie de 1° à 3° . On adopte $1^\circ 30'$ comme valeur de cette inclinaison afin de limiter l'amplitude de la course de la lame mobile.

Il est à remarquer qu'un angle trop grand a tendance à repousser la pièce à cisailier.

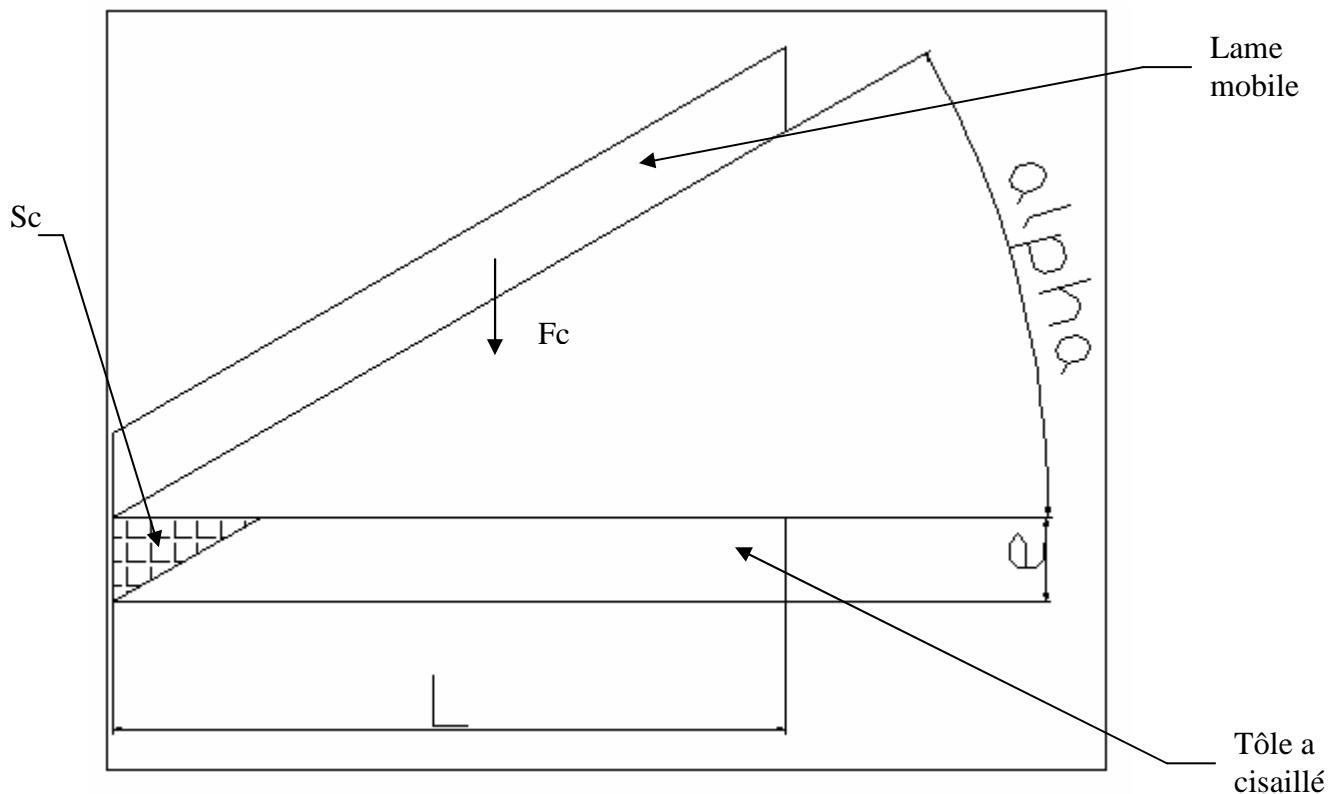


Fig.3.1 : schéma de découpage d'une tôle à l'aide d'une lame oblique

F_c : effort de coupe.

F_s : effort de serrage (pour que la tôle ne soit pas débordée).

F_e : effort d'écartement

τ : contrainte de cisaillement.

τ_c : résistance de la matière au cisaillement.

e : épaisseur de la tôle.

L : largeur de la coupe

α : angle d'inclinaison de la lame mobile.

c : la course effectuée par la lame mobile durant le cisaillement.

W : travail nécessaire pour le cisailage.

Sc : section à cisailier.

$$\tau = \frac{F_c}{Sc} \quad (3.1)$$

Telle que :

$$Sc = \frac{e \times a}{2} \quad (3.2)$$

Avec :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{e}{a} \Rightarrow a = \frac{e}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (3.3)$$

C'est-à-dire :

$$Sc = \frac{e^2}{2 \times \operatorname{tg} \alpha} \quad (3.4)$$

Donc :

$$\tau = \frac{2 \times F_c}{e^2} \times \operatorname{tg} \alpha \quad (3.5)$$

Pour pouvoir cisailier la tôle il faut que la contrainte de cisaillement soit supérieure ou égale à la résistance de la matière au cisaillement :

$$\tau \geq \tau_c \quad (3.6)$$

On cherche l'effort de coupe minimum :

$$\tau = \tau_c \quad (3.7)$$

$$\tau = \frac{2 \times Fc}{e^2} \times tg\alpha = \tau_c \Rightarrow Fc = \frac{\tau_c \times e^2}{2 \times tg\alpha} \quad (3.8)$$

Comme $tg\alpha$ se trouve au dénominateur de la formule (3.8), on voit que la force de cisailage sera d'autant plus faible que l'angle α sera grand.

Toutefois l'angle α ne doit pas être supérieur à la somme des angles de frottement entre la tôle et la lame supérieure et la lame inférieure, afin que la tôle ne puisse pas être rejetée vers la droite.

La course effectuée par la lame mobile est :

$$c = L \times tg\alpha \quad (3.9)$$

Le travail nécessaire pour le cisailage est :

$$W = F \times c$$

$$W = \frac{\tau_c \times e^2}{2 \times tg\alpha} \times L \times tg\alpha$$

$$W = \frac{\tau_c \times e^2 \times L}{2} \quad (3.10)$$

On voit par cette formule que l'angle « α » n'intervient pas dans l'importance du travail de cisailage.

$$Fs = 0.45 \times Fc \quad (3.11)$$

Pendant l'opération de découpage de la bande, en plus des efforts verticaux, il apparaît la force Fe située dans le plan perpendiculaire au plan de coupe.

$$Fe = 0.35 \times Fc \quad (3.12)$$

En fabrication, pour tenir compte de l'usure du tranchant des lames et des frottements, il est préférable de remplacer « τ_c » par « τ_r » (τ_r : résistance de matériaux à la rupture).

Dans notre calcul en à pris comme matériaux l'acier non alliés d'usage générale (S275 E28) telle que :

$$\tau_r = \tau_c = 500 \text{ Mpa.}$$

$$L = 2500 \text{ mm.}$$

$$e = 6 \text{ mm.}$$

$$\alpha = 1^\circ 30'$$

A partir de ces données et des équations précédentes on trouve :

$$F_c = 343696.09 \text{ N.}$$

$$F_s = 154663.25 \text{ N.}$$

$$F_e = 51554.41 \text{ N.}$$

$$c = 65.46 \text{ mm.}$$

$$W = 22500.00 \text{ Joule.}$$

3.2 Calcul des éléments du système de balancement :

3.2.1 Calcul du système de réglage (secteur denté et Pignon) :

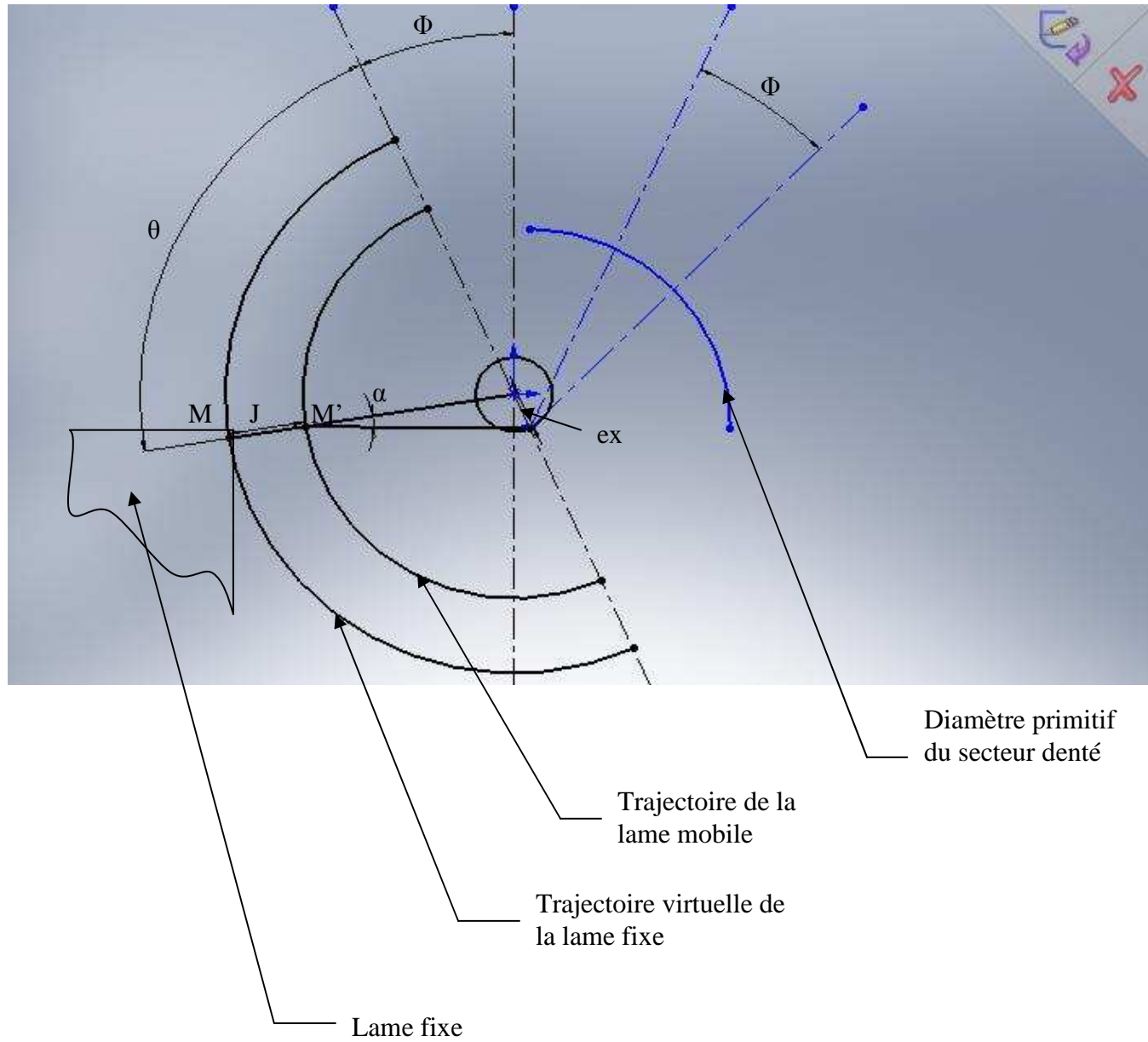


Fig.3.2 : Schéma descriptif de système de balancement.

J : je jeu entre la lame mobile et la lame fixe.

ex : excentricité du centre de balancement de la lame supérieure et l'axe principal de la bague excentrique.

R₁ : rayon de la trajectoire virtuelle de la lame fixe.

R₂ : rayon de la trajectoire de la lame mobile.

- Dans ce calcul nous avons essayé de trouver une relation qui nous donne les caractéristique de l'engrenage (secteur denté et pignon) qui convient avec nos besoins (un jeu variant entre 0.1 à 0.6 mm et un épaisseur de 6mm)

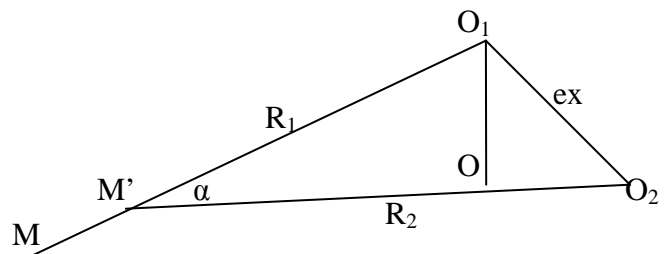


Fig.3.3 : Schéma d'explication.

$$J = O_1M - O_1M' \quad (3.13)$$

$$J = R_1 - O_1M'$$

tel que $C = R_1 - R_2$ (C : le jeux radiale)

$$R_1 = C + R_2$$

donc

$$J = R_2 + C - O_1M' \quad (3.14)$$

en essayons d'écrire O_1M' en fonction de θ , ex et R_2 :

$$\sin(O_2\hat{O}_1M') = \frac{O_2M'}{O_1M'} \quad \Rightarrow \quad O_1M' = \frac{O_2M'}{\sin(O_2O_1M')}$$

$$O_1M' = \frac{R_2}{\sin(\pi - \theta)}$$

$$O_1M' = \frac{R_2}{\sin(\theta)} \quad (3.15)$$

$$\sin \alpha = \frac{O_1O_2}{O_1M'} \quad \Rightarrow \quad O_1M' = \frac{O_1O_2}{\sin \alpha}$$

$$O_1M' = \frac{ex}{\sin \alpha} \quad (3.16)$$

$$\sin \alpha = \frac{O_1O}{O_1M'} \quad \text{et} \quad \sin(O_1\hat{O}_2M') = \frac{O_1O}{ex}$$

donc

$$O_1M' \sin \alpha = ex \times \sin(O_1\hat{O}_2M')$$

$$O_1M' = \frac{ex}{\sin \alpha} \times \sin(O_1\hat{O}_2M') \quad (3.17)$$

en faisant l'égalité entre l'équation 3.15 et 3.16 on trouve :

$$\sin \alpha = \frac{ex}{R_2} \sin \theta \quad (3.18)$$

en remplaçant dans l'équation 3.17 sin alpha par l'expression 3.18 on trouve :

$$O_1M' = \frac{R_2}{\sin \theta} \sin(O_1\hat{O}_2M')$$

telle que

$$O_1\hat{O}_2M' = \pi - (\pi - \theta) - \alpha$$

$$\Rightarrow O_1\hat{O}_2M' = \theta - \alpha$$

donc

$$O_1M' = \frac{R_2}{\sin \theta} \sin(\theta - \alpha) \quad (3.19)$$

d'après la relation 3.18 on a

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{ex}{R_2} \sin \theta\right)$$

ce qui nous donne

$$O_1M' = \frac{R_2}{\sin \theta} \sin\left[\theta - \arcsin\left(\frac{ex}{R_2} \sin \theta\right)\right] \quad (3.20)$$

en développant le sin de l'équation 3.20

$$\sin\left[\theta - \arcsin\left(\frac{ex}{R_2} \sin \theta\right)\right] = \sin \theta \times \cos\left(\arcsin\left(\frac{ex}{R_2} \times \sin \theta\right)\right) - \cos \theta \times \sin\left(\arcsin\left(\frac{ex}{R_2} \times \sin \theta\right)\right)$$

on fait un changement de variable telle que

$$\lambda = \frac{ex}{R_2} \times \sin \theta \quad \text{Et} \quad y = \arcsin \lambda$$

donc

$$\cos\left(\arcsin\left(\frac{ex}{R_2} \times \sin \theta\right)\right) = \cos(\arcsin(\lambda)) = \cos(y)$$

$$\cos^2 y + \sin^2 y = 1 \quad \Rightarrow \quad \cos^2 y = 1 - \sin^2 y$$

$$\sqrt{\cos^2 y} = \sqrt{1 - \sin^2 y} \quad \Rightarrow \quad |\cos y| = \sqrt{1 - \sin^2 y}$$

tel que

$$\sin^2 y = (\sin(\arcsin \lambda))^2$$

$$\sin^2 y = \lambda^2$$

$$\sin^2 y = \left(\frac{ex}{R_2} \times \sin \theta\right)^2$$

$$\Rightarrow \cos\left(\arcsin\left(\frac{ex}{R_2} \times \sin \theta\right)\right) = \sqrt{1 - \left(\frac{ex}{R_2} \times \sin \theta\right)^2}$$

ce qui nous donne :

$$\sin\left[\theta - \arcsin\left(\frac{ex}{R_2} \sin \theta\right)\right] = \sin \theta \times \sqrt{1 - \left(\frac{ex}{R_2} \times \sin \theta\right)^2} - \cos \theta \times \left(\frac{ex}{R_2} \times \sin \theta\right)$$

donc

$$O_1M' = \frac{R_2}{\sin \theta} \left(\sin \theta \times \sqrt{1 - \left(\frac{ex}{R_2} \times \sin \theta\right)^2} - \frac{ex}{R_2} \times \cos \theta \times \sin \theta \right)$$

$$O_1M' = R_2 \times \sqrt{1 - \left(\frac{ex}{R_2} \times \sin \theta\right)^2} - ex \times \cos \theta$$

on a $\frac{ex}{R_2} < 10^{-3} \Rightarrow \left(\frac{ex}{R_2} \times \sin \theta\right)^2$ est très petit devant 1

donc

$$O_1M' = R_2 - ex \times \cos \theta$$

finalement

$$J = C + ex \times \cos \theta \tag{3.21}$$

Maintenant on cherche à d'écrire l'angle θ en fonction du pas du pignon

$$P = \frac{d_p}{2} \times \phi \Rightarrow \phi = \frac{2 \times P}{d_p} \tag{3.22}$$

P : Le pas de l'engrenage.

d_p : diamètre primitif du pignon.

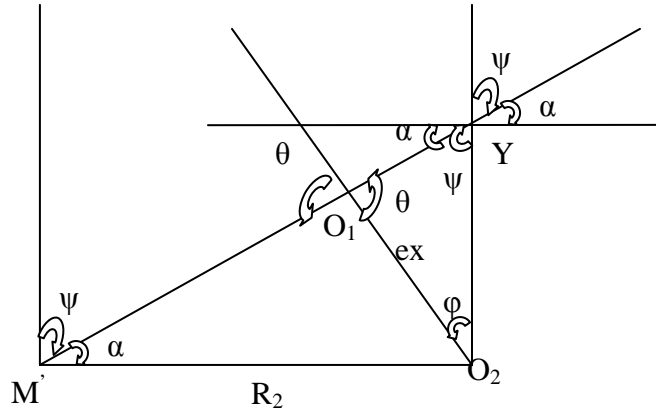


Fig.3.4 : Schéma d'explication.

En prenant le triangle $O_1 O_2 Y$

$$\pi = \phi + \psi + \theta$$

tel que

$$\psi = \frac{\pi}{2} - \alpha$$

$$\Rightarrow \theta = \alpha - \phi + \frac{\pi}{2}$$

on a $\operatorname{tg} \alpha = \frac{ex}{R_2} \Rightarrow \alpha = \operatorname{arctg} \left(\frac{ex}{R_2} \right)$

$$\theta = \operatorname{arctg} \left(\frac{ex}{R_2} \right) + \frac{\pi}{2} - \phi$$

$$\theta = \operatorname{arctg} \left(\frac{ex}{R_2} \right) + \frac{\pi}{2} - \frac{2 \times P}{d_p} \quad (3.23)$$

En remplaçant l'expression de téta dans l'équation 3.21 on aura :

$$J = R_1 - R_2 + ex \times \cos \left(\operatorname{arctg} \left(\frac{ex}{R_2} \right) + \frac{\pi}{2} - \frac{2 \times P}{d_p} \right) \quad (3.24)$$

D'après cette relation on fait sortir le pas en fonction ex, R_1 , R_2 , d_p , J :

$$P = \left[\operatorname{arctg} \left(\frac{ex}{R_2} \right) + \frac{\pi}{2} - \arccos \left(\frac{J - (R_1 - R_2)}{ex} \right) \right] \times \frac{d_p}{2} \quad (3.25)$$

Pour notre machine on a choisi de positionner le système de balancement à une distance de 720mm c'est-à-dire que

$$R_1 = R_2 = 720 \text{ mm.}$$

$$J = J_{\min} = 0.1 \text{ mm.}$$

$$ex = J_{\max} = 0.6 \text{ mm.}$$

on a suivi les étapes suivantes pour calculer les caractéristiques de l'engrenage :

1. calcul du pas et module approximatif de pignon :

On donne une valeur a d_p pour trouver un pas approximatif par l'équation (3.25) et de calculer le module à partir de ce pas, ensuite en compare ce module avec les modules normalisés et on fait le choix qui convient avec nos besoins.

2. calcul du pas a partir du module normalisé du pignon :

3. calcul du diamètre primitif du secteur denté :

$$D_p = \left[P \times \left(\frac{2 \times a}{m_n} - Z_1 \right) \right] / \pi \quad (3.26)$$

Donc les caractéristiques de notre engrenage sont

- pignon :

$$d_p = 50 \text{ mm}$$

$$m = 2$$

$$\text{pas} = 6.283 \text{ mm}$$

- secteur denté :

$$D_p = 500 \text{ mm.}$$

$$m = 2$$

$$\text{pas} = 6.283 \text{ mm}$$

3.2.2 Justification du choix d'un secteur denté et non pas d'une roue :

Le choix d'une roue dentée pose beaucoup de problèmes les quelles :

1. elle prend beaucoup d'espace ($D_p = 500 \text{ mm}$) c'est-à-dire un encombrement qui diminue l'efficacité de mécanisme de coupe (figure.3.2).
2. Pour déplacer la lame de 0.1 à 0.6 mm il faut tourner la roue un tour complet qui demande beaucoup d'effort par l'utilisateur.
3. Perte de beaucoup de temps dans le réglage de la machine.

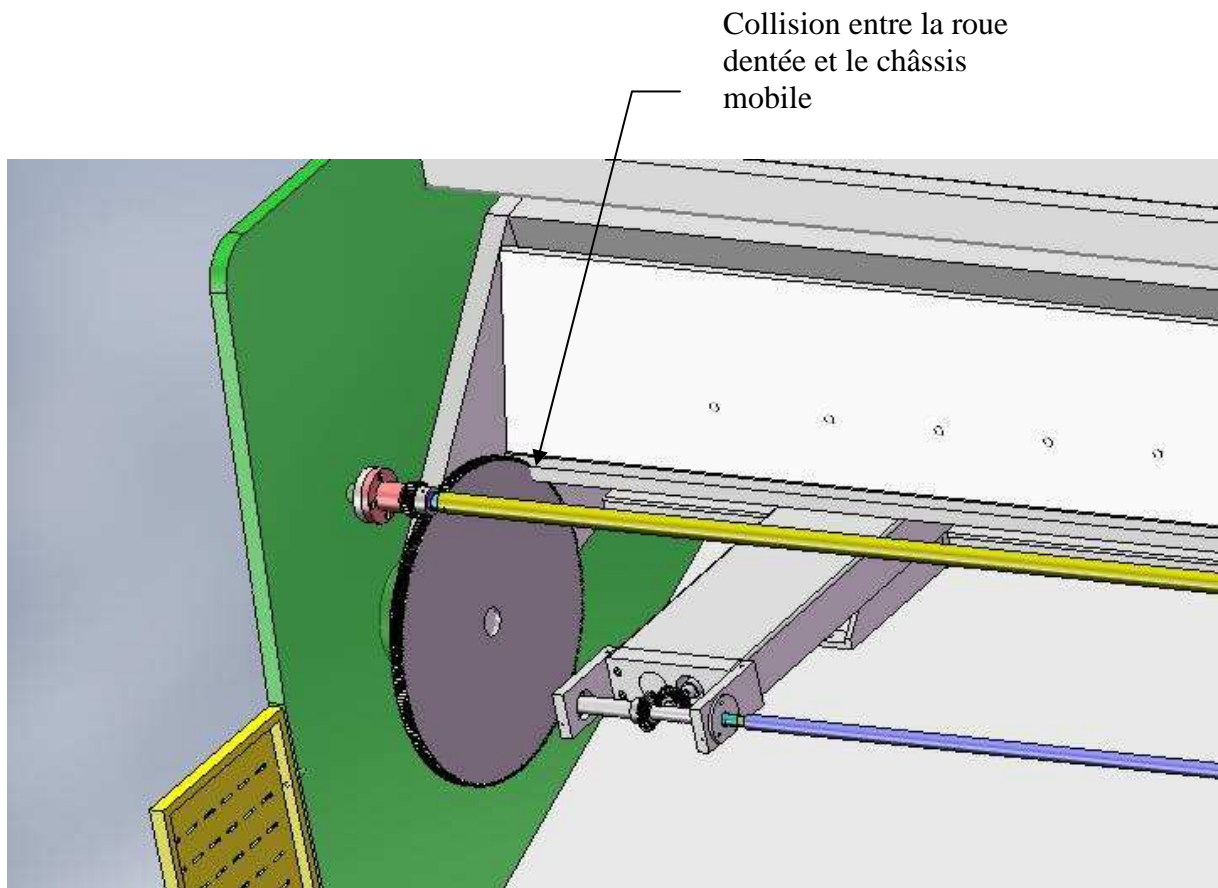


Fig.3.5 : explication du choix d'un secteur denté

Dans l'utilisation du secteur denté on a diminué le nombre de dents donc on ne peut pas déplacer la lame mobile de 0.1 à 0.6 mm, pour résoudre ce problème on fait varier l'excentricité et on tourne le pignon jusqu'à ce qu'on obtienne la distance voulue.

Après avoir changé l'excentricité on a trouvé la valeur $e_x = 1.6$ mm, et pour déplacer la lame mobile de 0.1 mm il faut faire trois fois le pas du pignon (cette information nous aide dans la construction du volant du réglage).

3.3 Calcul des éléments du mécanisme de réglage de la longueur tôle :

Introduction :

Dans notre étude on a adopté un système de réglage de la longueur de la tôle par une liaison hélicoïdale qui nous donne une bonne précision dans la longueur de la tôle cisailée.

3.3.1 Eléments théoriques et connaissances associées :

3.3.1.1 Définition :

La liaison hélicoïdale entre deux corps solides permet un mouvement relatif composé :

- D'une rotation autour d'un axe fixe par rapport aux deux solides.
- D'une translation rectiligne parallèle à cet axe et proportionnelle à la rotation.

3.3.1.2 Paramétrage :

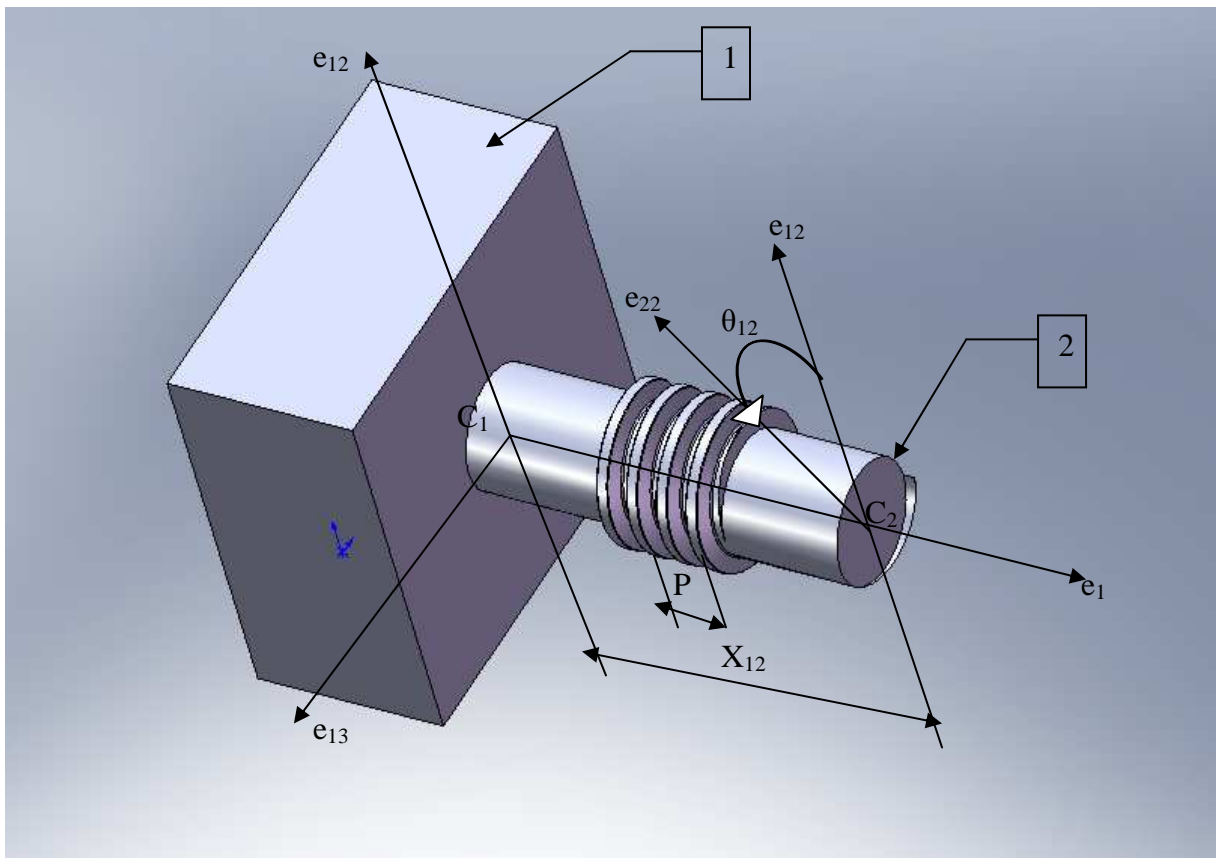


Fig.3.6 : différents paramètres de la liaison.

$$e_{11} = e_{21} = e_1.$$

$$C_1 C_2 = X_{12} e_1$$

$$(e_{12}, e_{22}) = (e_{13}, e_{23}) = \theta_{12}$$

$$X_{12} = \theta_{12} \times \frac{P}{2\pi} + Cte \quad (3.27)$$

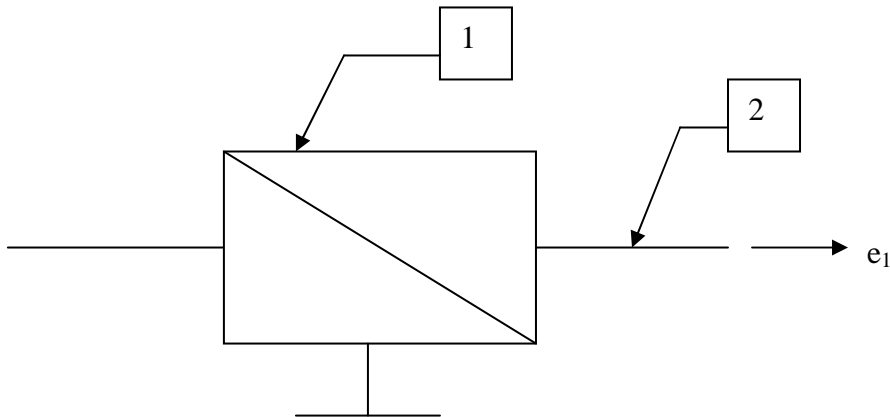


Fig.3.7 : représentation d'une liaison hélicoïdale

En considérant la base idéale (C_1, e_1, e_2, e_3) liée à l'un des solides, la position relative de la vis par rapport à l'écrou est définie par :

$$C_1 C_2 = X_{12} e_1$$

$$(e_{12}, e_{22}) = \theta_{12}$$

Les deux paramètres X_{12} et θ_{12} étant liés par la relation

$$X_{12} = \theta_{12} \times \frac{P}{2\pi} + Cte$$

P : le pas de liaison telle que à une rotation de 2π radians de la vis par rapport à l'écrou correspond une translation P de la vis par rapport à l'écrou.

Ainsi, une liaison hélicoïdale constitue une liaison à un degré de liberté et peut être définie simplement par son axe $C_1 e_1$ (centre C_1 + directeur e_1) et son pas P (pas positif pour une hélice à droite, négatif pour une hélice à gauche).

D'un point de vue cinématique, le mouvement peut être également caractérisé par le torseur cinématique.

$$\left\{ V_{2/1} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \Omega_{2/1} = \dot{\theta}_{12} e_1 \\ V_{C1_{2/1}} = \dot{\theta}_{12} \frac{P}{2\pi} e_1 \end{array} \right\} \quad (3.28)$$

3.3.2 Fonction d'une liaison hélicoïdale :

La liaison hélicoïdale étant généralement associée à d'autres liaisons, les fonctions principales qui lui incombent sont la transformation de mouvement et la transmission d'efforts

3.3.2.1 Transformation du mouvement :

Cette fonction consiste en une transformation du mouvement de rotation de l'un des éléments de liaison en une translation rectiligne du deuxième élément ou inversement. Elle est caractérisé par

- la précision de déplacement, l'écart de position étant :

$$\delta x = X_{réel} - X_{théorique} \quad \text{Avec} \quad X_{théorique} = \theta \times \frac{P}{2\pi} + Cte$$

- la stabilité de positionnement : arrêt dans une position déterminée et maintien dans cette position.

Ces facteurs sont directement liés :

- au jeu de liaison.
- A la précision géométrique et dimensionnelle des éléments.
- A la rigidité des composants

3.3.2.2 Fonction transmission d'efforts :

Cette fonction dépend des caractéristiques mécaniques des matériaux et de la morphologie des pièces.

L'étude de comportement de la liaison prend en compte :

- la résistance mécanique des filets et du noyau de la vis.
- Les déformations.
- Les pressions de contact.
- Le frottement.
- L'usure.
- La résistance à la fatigue.
- La corrosion.

3.3.3 Types de réalisation :

Les différentes réalisations peuvent être classées en deux familles principales :

- Liaisons hélicoïdales à contact lisse glissent entre vis et écrou (filet triangulaires, carrés, trapézoïdaux).
- Liaison hélicoïdales à élément roulants (billes ou rouleaux satellites) intercalés entre la vis et l'écrou, les mouvements relatifs de roulements aux niveaux des contacts se faisant en théorie sans glissement.

Le nombre de filets de ces systèmes dépend du rapport entre le pas et le diamètre de la vis.

3.3.4 Calcul des paramètres de la liaison :

3.3.4.1 Description du système :

Dans notre système on a utilisé une liaison hélicoïdale à filet trapézoïdale (fig.3.4).

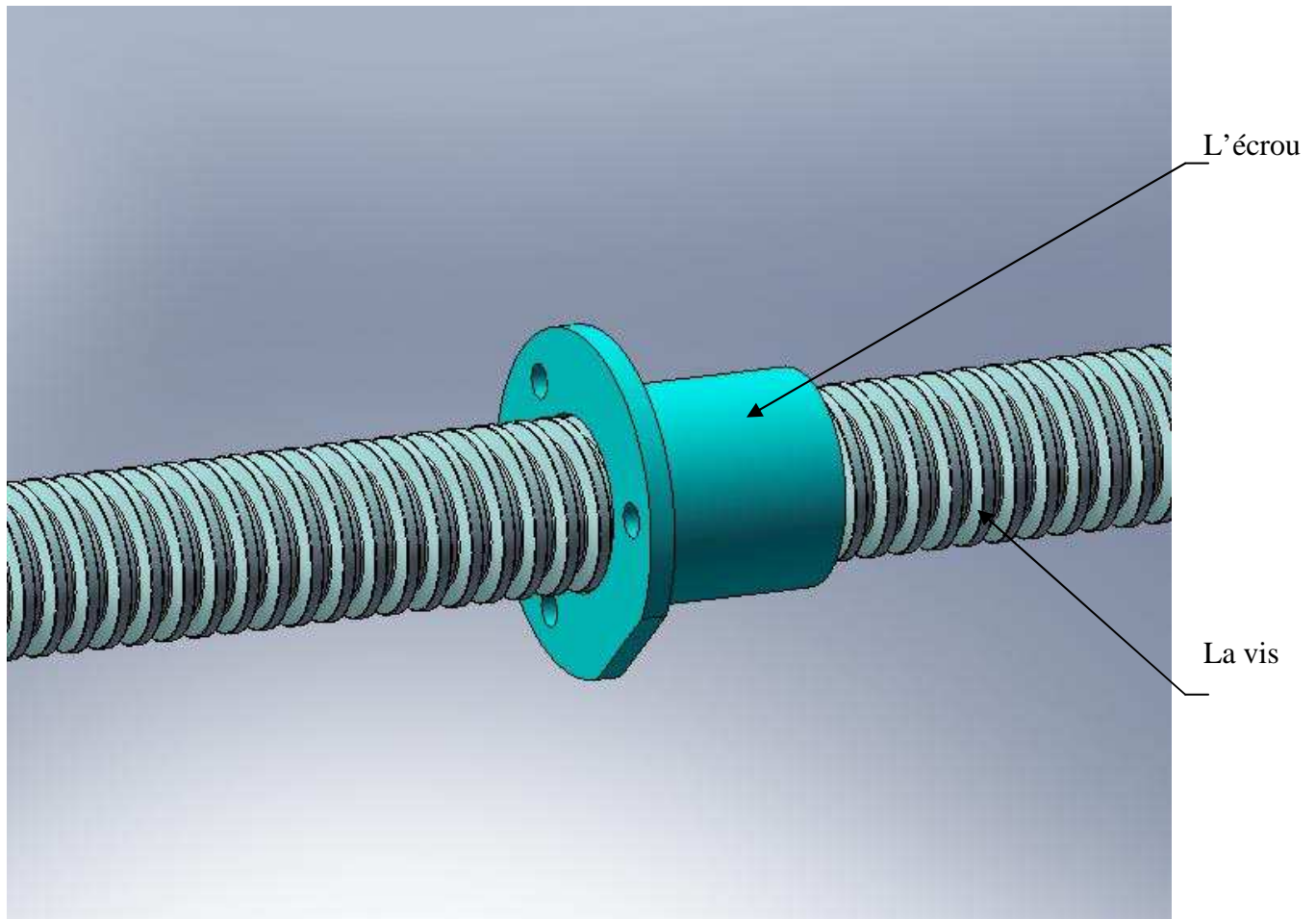


Fig.3.8 : liaison hélicoïdale a filet trapézoïdal

3.3.4.2 Condition de charge :

$F = F_e = 51554.41 \text{ N}$ et $V = 0 \text{ m/s}$ (pendant l'opération de cisailage).

$F \approx 0 \text{ N}$ et $V = 0.05 \text{ m/s}$ (pendant le déplacement pour le réglage).

3.3.4.3 Caractéristique de la vis :

- Vis à filet trapézoïdale.
- Diamètre nominale $d = 40 \text{ mm}$.
- Longueur filetée $L = 790 \text{ mm}$.

- pas de la vis $P = 8 \text{ mm}$.
- classe 10.9
- limite d'élasticité $R_e = 380 \text{ MPa}$

3.3.4.4 Calcul du diamètre à la racine lorsque la vis était soumise à une charge axiale uniquement :

$$d_r = \sqrt{\frac{4 \times F \times FS}{R_e \times \pi}} \quad (3.29)$$

Tel que :

FS : facteur de sécurité.

Re : limite d'élasticité.

F : effort axiale.

$$d_r = \sqrt{\frac{4 \times 51554.41 \times 1.5}{380 \times \pi}}$$

$$d_r = 16.0969 \text{ mm}$$

On prend $d_r = 31 \text{ mm}$

3.3.4.5 calculs des contraintes induites :

Dans notre cas il s'agit d'une contrainte de compression σ_a

$$\sigma_a = \frac{4 \times F}{\pi \times d_r^2} \quad (3.30)$$

$$\sigma_a = \frac{4 \times 51554.41}{\pi \times (31)^2}$$

$$\sigma_a = 68.305 \text{ N / mm}^2$$

$$FS = \frac{R_e}{\sigma_a} \quad (3.31)$$

$$FS = \frac{380}{68.305}$$

$$FS = 5.5633$$

Recalculons d_r avec $FS = 5.5633$

$$d_r = \sqrt{\frac{4 \times 51554.41 \times 5.5633}{380 \times \pi}}$$

$$d_r = 31.00005 \text{ mm}$$

Donc notre choix de $d_r = 31 \text{ mm}$ est bon

3.3.4.6 Rigidité axiale :

Le défaut maximum de positionnement axial de l'écrou, dû à la déformation élastique de la vis δ_v , est obtenu lorsque l'écrou est à mi-course (cas d'une tige fixée à ses deux extrémités).

$$\delta_v = \frac{F \times L}{4 \times E \times S} \quad (3.32)$$

Avec

F : effort axial de l'écrou sur la vis.

L : longueur de la vis.

S : section de la vis.

E : module de Young de la vis.

Pour

$$F = F_e = 51554.4 \text{ N.}$$

$$L = 790 \text{ mm.}$$

$$S = 1256.637061 \text{ mm}^2.$$

$$E = 21. 10^4 \text{ N/mm}^2.$$

$$\Rightarrow \delta_v = \frac{51554.4 \times 790}{4 \times 21 \times 10^4 \times 1256.63}$$

$$\Rightarrow \delta_v = 0.04321 \text{ mm}$$

3.3.4.7 Flambage de la vis :

L'effort maximum, F_{adm} , que peut supporter la vis en compression est donné par la formule (obtenue à partir de la charge critique d'Euler) :

$$F_{adm} = \frac{K_k \times d^4 \times 10^4}{a^2} \quad (3.33)$$

Avec

F_{adm} : effort admissible au flambage en N.

d : diamètre nominal de la vis en mm.

a : longueur libre au flambage, mesurée du centre de l'écrou au centre de la liaison la plus éloignée.

K_k : coefficient fonction des liaisons avec le bâti, en N/mm^2 [1] .

Dans notre cas :

$d_0 = 40$ mm.

$a = 745$ mm.

$K_k = 13.7$

$$F_{adm} = \frac{13.7 \times 40^4 \times 10^4}{(745)^2}$$

$$F_{adm} = 631899.464 \text{ N}$$

L'effort maximum supporté par la vis étant 51554.41, il n'y a aucun risque de flambage.

3.3.4.8 Vitesse critique de rotation de la vis :

La vitesse de rotation admissible de la vis est calculée à partir de la relation (vitesse critique en flexion) :

$$n_{adm} = \frac{K_n \times d \times 10^7}{a^2} \quad (3.34)$$

Avec

n_{adm} : vitesse de rotation en tr/mn.

K_n : coefficient fonction des liaisons vis-bâti, en $mm.mn^{-1}$.

Pour

$d = 40$ mm.

$a = 745$ mm.

$$K_n = 22.3 \text{ mm.mn}^{-1}.$$

$$n_{adm} = \frac{22.3 \times 40 \times 10^7}{(745)^2}$$

$$n_{adm} = 16071.348 \text{ tr / mn}$$

La vitesse rapide de la table est de 0.05 m.s^{-1} , ce qui correspond, pour un pas de 8mm, à une fréquence de rotation de 375 tr/mn valeur bien inférieure à la vitesse critique.

3.3.4.9 Dimensionnement de l'écrou :

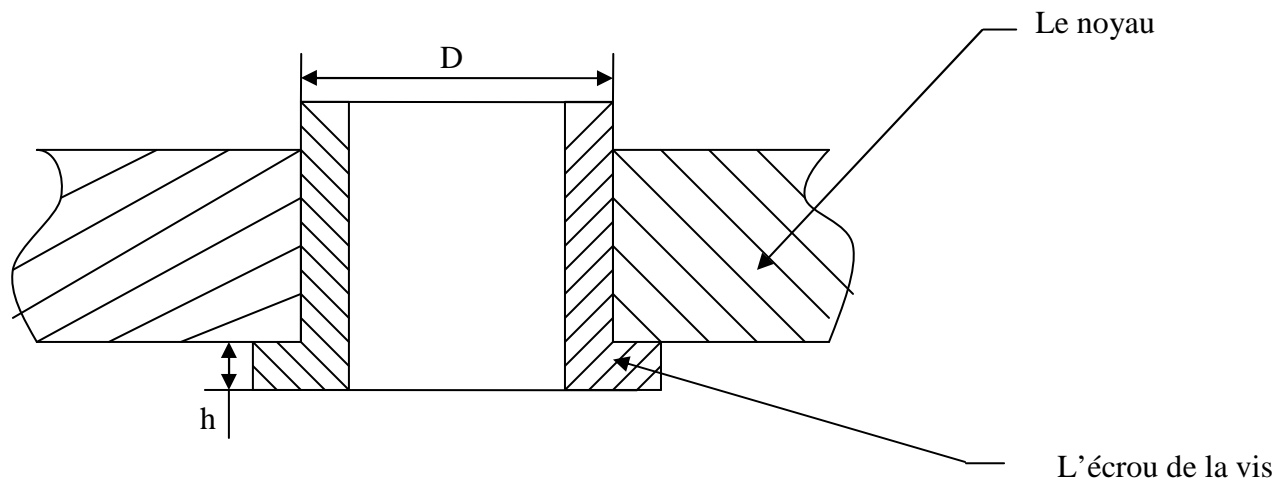


Fig. 3.9 : schéma descriptif de l'écrou

- Longueur de l'écrou afin d'éviter le cisaillement :

La longueur de l'écrou, afin d'éviter le cisaillement des filets de la vis :

$$L_{ev} = \frac{P \times F \times FS}{0.577 \times R_e \times \pi \times d_r \times t} \quad (3.35)$$

Avec :

P : pas.

t : l'épaisseur à la racine.

$$L_{ev} = \frac{8 \times 51554.4 \times 5.5633}{0.577 \times 380 \times \pi \times 31 \times (8/2)}$$

$$L_{ev} = 26.863 \text{ mm}$$

La longueur de l'écrou, afin d'éviter le cisaillement des filets de l'écrou :

$$L_{ee} = \frac{P \times F \times FS}{0.577 \times R_e \times \pi \times d \times t} \quad (3.36)$$

$$L_{ee} = \frac{8 \times 51554.4 \times 5.5633}{0.577 \times 380 \times \pi \times 40 \times 4}$$

$$L_{ee} = 20.8189 \text{ mm}$$

La longueur de l'écrou pour éviter l'usure

$$L_{eu} = \frac{4 \times P \times F}{\pi \times (d^2 - d_r^2) \times Sp} \quad (3.37)$$

Sp : pression permise

$$Sp = 17 \text{ MPa}$$

$$L_{eu} = \frac{4 \times 8 \times 51554.4}{\pi \times (40^2 - 31^2) \times 17}$$

$$L_{eu} = 48.341 \text{ mm}$$

Pour avoir un bon design, on choisira $L_e = \max(L_{ev}, L_{ee}, L_{eu})$

On prend $L_e = 50 \text{ mm}$

- Vérification de cisaillement de l'écrou au niveau de la section dangereuse :

On va calculer la hauteur d'épaulement qui résiste au cisaillement.

Condition de résistance :

$$\tau \leq 0.6 \times \sigma_e \quad (3.38)$$

Avec

$$\tau = \frac{F}{S} \quad (3.39)$$

$$\sigma_e = 150 \text{ N/mm}^2 \text{ (bronze).}$$

$$\Rightarrow \frac{F}{\pi \times D \times h} \leq 0.6 \times \sigma_e$$

$$\Leftrightarrow h \geq \frac{F}{0.6 \times \sigma_e \times \pi \times D} \quad (3.40)$$

Dans notre cas :

$$F = 51554.4 \text{ N}$$

$$D = 50 \text{ mm}$$

$$\sigma_e = 150 \text{ N/mm}^2$$

Donc

$$h \geq \frac{51554.4}{0.6 \times 150 \times \pi \times 50}$$

$$h \geq 3.6467 \text{ mm}$$

On prend $h = 6 \text{ mm}$

Chapitre 4 :

Dimensionnement du vérin hydraulique

4.1 Rôle du vérin :

Un vérin est un organe qui transforme l'énergie d'un fluide (généralement de l'huile) sous pression en travail mécanique. Ce travail peut être produit par un déplacement linéaire ou angulaire. Le vérin est la pièce maîtresse car il est le point de départ dans la détermination et le calcul, d'un circuit hydraulique.

On distingue deux groupes principaux de vérins :

1. vérin à simple effet : ces vérins ne peuvent fournir une force que dans un seul sens.
2. vérin à double effet : les vérins à double effet peuvent transmettre une force dans les deux sens du mouvement.

Notre conception repose sur un vérin à double effet

4.2 Description des éléments des constructions courantes :

La construction du vérin hydraulique peut être effectuée de différentes façons, selon l'usage et la destination du vérin.

Un vérin est constitué :

1. D'un corps : constitué généralement :
 - a) D'un tube : il est en acier mi-dur (quelquefois en acier inoxydable) étiré sans soudure, rodé et poli intérieurement, le tube doit être largement dimensionné pour résister aux pressions élevées et à l'usure, pour supporter les forces mécaniques mises en œuvre.
 - b) D'une culasse : elle assure l'étanchéité, le guidage de la tige du piston et l'alimentation de la chambre.

2. D'un piston : couissant dans un tube et qui assure l'étanchéité entre les deux chambres, c'est lui qui permet d'obtenir la force du vérin, il est muni de gorges dans lesquelles sont logés les joints assurant l'étanchéité dans les deux sens.
3. D'une tige : en acier, chromé dur, rectifiée et rodée. L'extrémité sortante peut être lisse, filetée, ou taraudée. La tige de vérin sera l'objet d'attentions particulières, il faudra veiller à son très bon guidage et le bon état du racleur.
4. D'un ressort : le ressort cylindrique de compression est un organe généralement utilisé dans les vérins pour maintenir les organes mobiles des vérins en position haute durant l'arrêt de la machine.

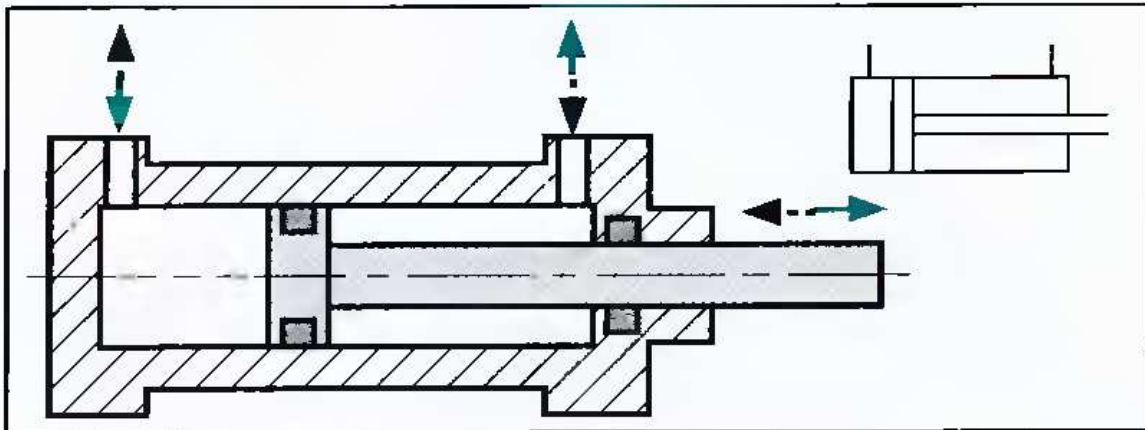


Fig. 4.1 : vérin a double effet

dimensionnement du vérin :

Le calcul d'un vérin hydraulique est beaucoup plus délicat que celui d'un vérin pneumatique.

Lors de la détermination d'un vérin l'utilisateur devra définir :

- l'alésage du vérin
- sa course
- le diamètre de sa tige (normale ou renforcée)
- s'il doit être ou non équipé d'amortisseurs

- la pression de service
- le mode de fixation et l'extrémité de la tige
- la nature du fluide utilisé

4.3.1 Données nécessaires :

$F_s = F_c = 34369.609 \text{ daN}$: la force de service

$P = 320 \text{ bars}$: la pression

$c = 90 \text{ mm}$: la course

Comme tous les organes mécaniques, les vérins ont des pertes et leur rendement n'est pas unitaire, le rendement des vérins (η) est estimé dans les meilleurs cas entre 0.92 et 0.95 mais dans la pratique on prend $\eta = 0.9$.

4.3.2 Caractéristique du vérin :

Force théorique F_{th} :

$$F_{th} = \frac{F_s}{\eta} \tag{4.1}$$

$$\Rightarrow F_{th} = \frac{34369.609}{0.9} = 38188.4544 \text{ daN}$$

Section nécessaire S :

$$S = \frac{F_{th}}{P} \tag{4.2}$$

$$\Rightarrow S = \frac{38188.4544}{320} = 119.3389 \text{ cm}^2$$

Diamètre d'alésage D_{al} :

$$S = \frac{\pi}{4} D_{al}^2$$

$$\Rightarrow D_{al} = \sqrt{\frac{4 \times S}{\pi}} \quad (4.3)$$

$$\Rightarrow D_{al} = \sqrt{\frac{4 \times 119.3389 \times 10^2}{\pi}} = 123.2668 \text{ mm}$$

On prend un diamètre normalisé [7]

- alésage : $D_{al} = 125 \text{ mm}$
- section d'alésage $S_{al} = 122.72 \text{ cm}^2$
- diamètre de la tige $D_t = 90 \text{ mm}$
- section annulaire $S_{an} = 59.11 \text{ cm}^2$

On prendra pour la nouvelle valeur de P_{th} correspondant au S_{al}

Pression théorique :

$$P_{th} = \frac{F_{th}}{S_{al}} \quad (4.4)$$

$$\Rightarrow P_{th} = \frac{38188.4544}{122.72} = 311.1836 \text{ bars}$$

Pression de service :

$$P_s = \frac{F_s}{S_{al}} \quad (4.5)$$

$$\Rightarrow P_s = \frac{34369.609}{122.72} = 280.0653 \text{ bars}$$

Soit $P_s = 280 \text{ bars}$

4.3.3 Vérification au flambement :

Une pièce longue, chargée en bout, aura tendance à fléchir même si la charge est bien dans l'axe. Les constructeurs proposent en général deux diamètres de tiges adaptables à un même diamètre de vérin. La résistance de la tige au flambage peut être un critère de choix.

La charge critique, c'est-à-dire la charge maximale que peut supporter la pièce tout en restant au cours de déformation élastique, est donnée par la formule d'Euler :

$$F_{cr} = K \frac{\pi^2 \times E \times I}{I_f^2} \quad (4.6)$$

F_{cr} : charge critique en daN.

E : module d'élasticité longitudinal pour l'acier $E = 2.10^4$ daN/mm².

I : moment d'inertie de la section

$$I = \frac{\pi \times D_t^4}{64} \quad (4.7)$$

K : facteur de course qui dépend des attaches de la tige. Les conditions de flambage varient selon les fixations et le guidage de la tige.

On a : $I_f = c \times K$ (4.8)

Avec $I_f = 90 \times 0.7 = 63$ mm

Pour que la tige résiste au flambage il faut que :

$$F_{th} \times s < F_{cr} \quad (4.9)$$

s : coefficient de sécurité qui varie de 1.5 à 2.

En prend $s = 2$.

$$F_{cr} = \frac{K \times \pi^2 \times E \times I}{I_f^2} \quad (4.10)$$

$$\Rightarrow F_{cr} = \frac{K \times \pi^2 \times E \times D_t^4}{64 \times I_f^2}$$

$$F_{cr} = \frac{0.7 \times \pi^3 \times 2 \times 10^4 \times (90)^4}{64 \times (63)^2} = 1.1212 \times 10^8 \text{ daN}$$

On a $F_{th} \times s = 38188.4544 \times 2 = 76376.9088 \text{ daN} < 1.1212 \times 10^8 \text{ daN}$

Donc la tige résiste au flambage.

4.3.4 Calcul et vérification des parois du vérin :

Le vérin est considéré comme un cylindre à parois épaisses. On applique pour le calcul les formules établies grâce à la théorie générale de l'élasticité qui sont les formules de Lamé, qui permettent de déterminer pour chaque point les contraintes, suivant une direction radiale et suivant une direction axiale en fonction des pressions qui agissent sur la paroi et des diamètres intérieurs et extérieurs de celle-ci :

$$\sigma_r = \frac{P_e \times b^2 - P_i \times a^2}{b^2 - a^2} - \frac{(P_i - P_e) \times b^2 \times a^2}{r^2 (b^2 - a^2)} \quad (4.11)$$

$$\sigma_t = \frac{P_i \times a^2 - P_e \times b^2}{b^2 - a^2} + \frac{(P_i - P_e) \times b^2 \times a^2}{r^2 (b^2 - a^2)} \quad (4.12)$$

σ_r : contrainte normale radiale.

σ_t : contrainte normale tangentielle.

P_i : pression intérieure.

P_e : pression extérieure.

r : le rayon sur le quel on veut calculer la contrainte.

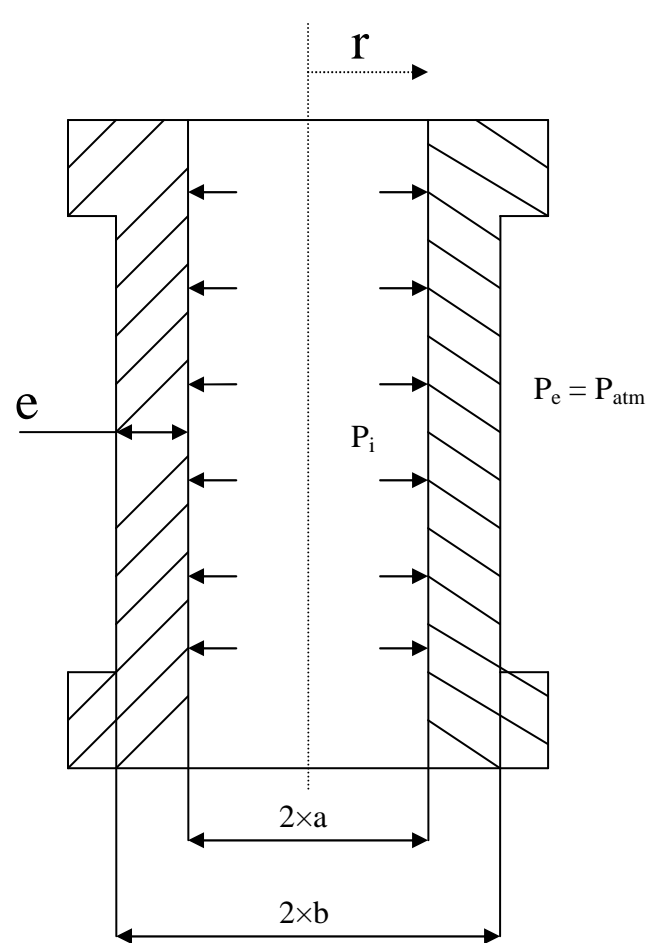


Fig.4.2 : schéma descriptif du cylindre d'un vérin

Remarque : la pression extérieure $P_e = P_{atm}$ avec $P_{atm} = 1$ bar, est négligeable par rapport à la pression de service $P_i \Rightarrow P_e \approx 0$.

Pour $r = a$ $\sigma_r = - P_i$ $\sigma_t = \frac{(b^2 + a^2) \times P_i}{b^2 - a^2}$

$r = b$ $\sigma_r = 0$ $\sigma_t = \frac{2 \times P_i \times a^2}{b^2 - a^2}$

La contrainte au diamètre extérieur est inférieure à la contrainte au diamètre intérieur. Il suffit donc que cette dernière soit plus petite que la contrainte admissible R_p .

En écrivant $b = a + e$

$$\sigma_t = \frac{(b^2 + a^2) \times P_i}{b^2 - a^2} \leq R_p$$

$$\Rightarrow [(a + e)^2 + a^2] \times P_i \leq R_p \times [(a + e)^2 - a^2]$$

$$\Rightarrow [(a+e)^2 \times (R_p - P_i)] \geq a^2 \times (R_p + P_i)$$

$$\Rightarrow e \geq a \left[\sqrt{\frac{R_p + P_i}{R_p - P_i}} - 1 \right] \quad (4.13)$$

$$\Rightarrow e \geq \frac{125}{2} \left[\sqrt{\frac{240+28}{240-28}} - 1 \right]$$

$$\Rightarrow e \geq 7.7715 \text{ mm}$$

On prend $e \approx 17 \text{ mm}$

4.3.5 Détermination de l'épaisseur du fond avant du vérin :

Pour déterminer l'épaisseur du fond avant du vérin, on peut considérer le fond comme une plaque circulaire soumise à une pression intérieure P_i , la contrainte maximale est donnée par l'expression suivante :

$$\sigma_{\max} = \frac{K \times P \times r_i^2}{e^2} \quad (4.14)$$

K prend les valeurs variables suivant le rapport D/d .

D/d	1.25	1.5	2	3	4	5
K	1.1	1.262	1.48	1.88	2.17	2.34

Tableau 4.1

r_i : rayon de la tige ; $r_i = 45 \text{ mm}$

Dans notre cas on a : $\frac{D}{d} = \frac{160}{125} = 1.28$

$K = 1.1$ [7]

$$\Rightarrow e \geq \sqrt{\frac{K \times P \times r_i^2}{\sigma_{\max}}} \quad (4.15)$$

$$\Rightarrow e \geq \sqrt{\frac{1.1 \times 28 \times (45)^2}{240}}$$

$$\Rightarrow e \geq 16.1206 \text{ mm}$$

On prend $e_1 \approx 41 \text{ mm}$

4.3.6 Détermination de l'épaisseur du fond arrière du vérin :

Considérons le fond arrière du vérin comme une plaque circulaire encastree sur sa periphérie soumise à une pression intérieure uniformément répartie :

- la flèche :
$$W = \frac{P_i \times (R^2 - r^2)^2}{64 \times \psi} \quad (4.16)$$

- la rigidité de la plaque
$$\psi = \frac{e^3 \times E}{12(1 - \mu^2)} \quad (4.17)$$

E : module de Young.

μ : coefficient de pression.

e : épaisseur de la plaque.

- Le moment de flexion radiale :
$$M_r = \frac{P_i}{16} [R^2(1 + \mu) - r^2(3 + \mu)] \quad (4.18)$$

- Le moment de flexion tangentielle :
$$M_\theta = \frac{P_i}{16} [R^2(1 + \mu) - r^2(1 + 3\mu)] \quad (4.19)$$

A l'encastrement M_r et M_θ sont max et $r = R$

$$\begin{cases} M_r = -\frac{P_i \times R^2}{8} \\ M_\theta = -\mu \frac{P_i \times R^2}{8} \end{cases}$$

Avec :

$$\sigma = \frac{6 \times M}{e^2} \quad (4.20)$$

$$\text{D'où on tire } \begin{cases} \sigma_r = \frac{0.75 \times P_i \times R^2}{e^2} \\ \sigma_\theta = \frac{0.75 \times \mu \times P_i \times R^2}{e^2} \end{cases} \quad (4.21)$$

On remarque que $\sigma_r \geq \sigma_\theta$

Donc :

$$e \geq \sqrt{\frac{0.75 \times 28 \times (62.5)^2}{240}} = 18.4877 \text{ mm}$$

On prend $e_2 = 47 \text{ mm}$

4.3.7 Liaison entre le fond et le fût du vérin :

On a plusieurs types de fixation du fond du vérin :

- Fixation par soudage.
- Fixation par boulons.
- Fixation par tirant.
- Fixation par fil entre chairs.

Généralement on utilise des vérins à fond boulonnés car le boulon est un élément de montage très utilisé pour joindre deux composantes d'un système, il permet d'effectuer la dépose non destructive des assemblages.

Comme le manufacturier fabrique généralement les boulons en grande série, le problème consiste donc à choisir un boulon, plutôt qu'à le concevoir.

En ce qui concerne les joints boulonnés, l'étude porte sur les joints métal à métal et ceux qui nécessitent une garniture, le joint métal est plus utilisé.

4.3.7.1 Calcul des joints boulonnés :

Le calcul des joints boulonnés consiste à déterminer :

- La grosseur des boulons.
- Le nombre des boulons.
- Le couple de serrage des boulons.

1. Choix des vis :

Quel que soit le système employé (SI ou Anglais) les boulons sont soumis à des normes de fabrication relatives aux dimensions et à la résistance.

En ce qui concerne la résistance, les boulons sont regroupés dans des classes identifiées par deux nombres, le premier représente la résistance en traction en MPa divisée par cent, le second exprime dix fois le rapport entre la limite minimale d'élasticité S_p et la résistance minimale en traction S_u .

classe	Diamètre nominal	Limite d'élasticité (MPa)	Résistance ultime (MPa)
4.6	M5 à M36	225	400
4.8	M1.6 à M16	310	420
5.8	M5 à M24	380	520
9.8	M1.6 à M16	650	900
10.9	M6 à M36	380	1040
12.9	M1.6 à 36	970	1220

Tableau 4.2 : Résistance des boulons SI relative aux classes les plus courantes [1].

Diamètre et pas nominale	Surface de tension A_t (mm^2)
M 1.6 × 0.35	1.27
M 2 × 0.4	2.07
M 2.5 × 0.45	3.39
M 3 × 0.5	5.03
M 3.5 × 0.6	6.78
M 4 × 0.7	8.78
M 5 × 0.8	14.2
M 6 × 1	20.1
M 8 × 1.25	36.6
M 10 × 1.5	58.0
M 12 × 1.75	84.3
M 14 × 2	115
M 16 × 2	157
M 20 × 2.5	245
M 24 × 3	353
M 30 × 3.5	561
M 36 × 4	817

Tableau 4.3 : dimensions normalisées courantes des boulons SI [1]

D'après le tableau 4.4 on a choisi les boulons M12 de classe 10.9

$A_t = 84.3 \text{ mm}^2$: Surface de tension.

$S_u = 1040 \text{ MPa}$: Résistance ultime.

$S_p = 830 \text{ MPa}$: Limite d'élasticité.

Dans ces conditions si la charge est statique, la précharge minimale devrait être égale à 90% de la charge éprouvée $S_p \times A_t$.

La précharge désirée est :

$$F_i = 0.9 \times S_p \times A_t \quad (4.22)$$

$$F_i = 0.9 \times (830 \cdot 10^6) \times (84.3 \cdot 10^{-6})$$

$$F_i = 62972.1 \text{ N}$$

La charge extérieure supportée par le boulon dépend de la pression maximale :

$$F_a = \frac{S \times P}{n} \quad (4.23)$$

S : Surface d'application de la pression maximale.

P : Pression maximale.

n : Nombre de boulons.

On choisit $n = 6$, $S = \frac{\pi \times d^2}{4}$ d : étant le diamètre du piston.

Alors

$$F_a = \frac{P \times \pi \times d^2}{4 \times n} \quad (4.24)$$

$$F_a = \frac{280 \times 10^5 \times \pi \times (125 \times 10^{-3})^2}{4 \times 6} = 57268.6161 \text{ N}$$

$$F_a < F_i$$

Donc les 6 boulons sont suffisamment résistants à la pression maximale.

2. Calcul de la rigidité des boulons :

La rigidité équivalente des boulons est fonction des matériaux utilisés et du montage.

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

$$d = 12 \text{ mm.}$$

La rigidité des boulons s'obtient par l'équation :

$$K_b = \frac{\pi \times d^2 \times E}{4 \times L} \quad (4.25)$$

L = 30 mm : longueur d'un boulon

$$K_b = \frac{\pi \times (12.10^{-3})^2 \times 2.10^{11}}{4 \times (30.10^{-3})}$$

$$K_b = 7.5398 \times 10^8 \text{ N/m}$$

3. Calcul de la contrainte dynamique et vérification de la tenue de vis :

Pour que la vis résiste il faut que $\sigma_d < \sigma_a$

σ_d : contrainte dynamique

σ_a : contrainte admissible

$$\sigma_a = 50 \text{ N/mm}^2 = 50 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_d = \frac{K_b}{K_b + K_m} \times \frac{F_a}{2 \times A_t} \quad (4.26)$$

$$\sigma_d = \frac{7.5398 \times 10^8}{7.5398 \times 10^8 + 4.4135 \times 10^9} \times \frac{57268.6161}{2 \times 84.3 \times 10^{-6}}$$

$$\sigma_d = 49.561 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Donc $\sigma_d < \sigma_a$ le boulon résiste, le choix est dans les normes.

4.3.7.2 Calcul du couple de serrage :

Il faut serrer les boulons avec un couple initial de serrage qui produit une force axiale F_i dans le boulon. Cette force de frottement empêche les boulons de se desserrer.

L'expression suivante donne une relation empirique entre le couple de serrage et la force initiale dans le boulon

$$T = 0.2 \times F_i \times d \quad (4.27)$$

$$T = 0.2 \times 62972.1 \times 12 \times 10^{-3}$$

$$T = 151.13 \text{ N.m}$$

4.4 Réalisation des étanchéités sur le piston et la tige :

A côté des joints assurant l'étanchéité statique entre les différentes pièces du vérin, il faut des joints pour assurer l'étanchéité dynamique entre les pièces en mouvement.

Les performances de ces joints doivent répondre aux critères suivants :

- Etanchéité.
- Résistance à l'usure.
- Faible coefficient de frottement.

Pour cela on utilise :

1. les joints ISP : on les utilise pour assurer l'étanchéité entre le piston et le cylindre du vérin.
2. les joints ISV : assure l'étanchéité entre la tige et le fond avant du vérin.
3. les joints racleurs : ils permettent le nettoyage de la tige contre les impuretés provenant de l'intérieur.

4.5 Calcul du ressort :

Le ressort est utilisé dans un système mécanique lorsqu'on recherche de la flexibilité ou des grandes déplacements, les ressorts peuvent remplir diverses fonctions.

Dans les vérins à double effet comme celui conçu dans notre étude, l'utilisation du ressort n'est pas nécessaire car la montée et la descente du piston s'effectuent grâce aux entrées et sorties du fluide, or le système de commande de la cisaille exige que le piston soit à la position haute au début du fonctionnement du mécanisme. Donc le seul rôle du ressort est de garder le piston dans la position haute lorsque le vérin est à vide, c'est-à-dire lorsque la machine est à l'arrêt.

L'étude des ressorts en hélice supportant un effort suivant leur axe qui montre que chaque section du fil est soumise à un moment de torsion, ce moment étant constant, puisque le rayon d'enroulement est uniforme.

4.5.1 Calcul du diamètre du fil :

Pour les ressorts en hélice à fil rond, les formules théoriques généralement connues sont :

$$\text{La charge} \quad P = \frac{\pi \times d^3}{8 \times D} \times R' \quad (4.28)$$

$$\text{La flexion totale} \quad F = \frac{8 \times D^2 \times L}{\pi \times G' \times d^4} \times P \quad (4.29)$$

d : diamètre du fil, formant le ressort.

D : diamètre moyen d'enroulement.

G' : module d'élasticité du métal relatif à la torsion.

L : longueur du fil supposé développé.

R' : fatigue maximum du métal à la torsion correspondant à la charge P.

P : poids de la charge supportée par le ressort P = 50 N.

$$R' = \frac{16 \times P \times r}{\pi \times d^3} \quad (4.30)$$

La condition de sécurité à la torsion est $R' \leq R_{pg}$.

Le ressort est en acier A 48 $\Rightarrow R_{pg} = 480 \text{ N} / \text{mm}^2$

$$\Rightarrow d^3 \geq \frac{16 \times P \times r}{\pi \times R_{pg}} = \frac{5 \times P \times r}{R_{pg}}$$

$$\Rightarrow d^3 \geq \sqrt[3]{\frac{5 \times P \times r}{R_{pg}}} \quad (4.31)$$

$$\Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{5 \times 50 \times 45}{480}}$$

$$\Rightarrow d = 2.86 \text{ mm}$$

Tel que $r = D/2$

On prend $d = 3 \text{ mm}$.

4.6 Calcul de ressort du serrage de la tôle :

Les ressorts du serrage de la tôle jouent un rôle très important dans le maintien de la tôle pour qu'il ne soit pas débordé et pour obtenir une bonne qualité de tôle.

On suit la démarche suivante pour le calcul :

D : diamètre moyen du ressort en mm.

d : diamètre du fil en mm.

Pour notre cas on a :

$$D = 62.5 \text{ mm}$$

$$d = 7.5 \text{ mm}$$

$$C = D / d = 8.33$$

$$K_s = 1 + (0.5 / C) = 1.06$$

- Résistance ultime

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (4.32)$$

où A et m sont des constantes spécifiques à chaque matériau.

d : diamètre du fil.

Matériaux	Diamètre	Exposant m	Constante A
Fil a piano	0.10 à 6.5	0.146	2170
Fil trempé à huile	0.5 à 12.0	0.186	1880
File tréfilé à froid	0.7 à 12.0	0.192	1750
Chrome-vanadium	0.8 à 12.0	0.167	2000
Chrome-silicium	1.6 à 10.0	0.112	2000

Tableau 4.4 : constante relative à la résistance ultime [1].

On a choisi un fil trempé à huile donc

$$m = 0.186.$$

$$A = 1880$$

$$S_{ut} = \frac{1880}{(7.5)^{0.186}}$$

$$S_{ut} = 1292.3985 \text{ Mpa}$$

- Résistance à l'écoulement

$$S_y = 0.75 \times S_{ut} \quad (4.33)$$

$$S_y = 969.2988 \text{ Mpa}$$

- Limite d'écoulement en cisaillement

$$S_{sy} = 0.577 \times S_y \quad (4.34)$$

$$S_{sy} = 559.2854 \text{ Mpa}$$

- Contrainte admissible en statique

$$S_{sp} = \frac{S_{sy}}{FS} \quad (4.35)$$

FS : facteur de sécurité

$$S_{sp} = \frac{1398.5876}{2}$$

$$S_{sp} = 699.2936 \text{ Mpa}$$

- Constant du ressort

$$K = \frac{d \times G}{8 \times C^3 \times N} \quad (4.36)$$

$$K = \frac{(7.5 \times 10^{-3}) \times (79.3 \times 10^9)}{8 \times (8.33)^3 \times 8}$$

$$K = 16077.5353 \text{ N / m}$$

- Vie du ressort et facteur de sécurité :

$$F_{\max} = K \times y_{\max} \quad (4.37)$$

$$F_{\max} = 16077.5353 \times (160 - 115) \times 10^{-3}$$

$$F_{\max} = 723.4891 \text{ N}$$

$$F_{\min} = K \times y_{\min} \quad (4.38)$$

$$F_{\min} = 16077.5353 \times (160 - 145) \times 10^{-3}$$

$$F_{\min} = 241.1630 \text{ N}$$

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} \quad (4.39)$$

$$F_a = \frac{723.4891 - 241.1630}{2}$$

$$F_a = 241.1631 \text{ N}$$

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} \quad (4.40)$$

$$F_m = 482.3261 \text{ N}$$

$$\tau_m = K_s \times \frac{8 \times F_m \times D}{\pi \times d^3} \quad (4.41)$$

τ_m : contrainte de cisaillement moyen

$$\tau_m = 1.06 \times \frac{8 \times 482.3261 \times 62.5 \times 10^{-3}}{\pi \times (7.5 \times 10^{-3})^3}$$

$$\tau_m = 192.8781 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = K \times \frac{8 \times F_a \times D}{\pi \times d^3} \quad (4.42)$$

τ_a : contrainte de cisaillement d'amplitude

$$K = \frac{4 \times C - 1}{4 \times C - 4} + \frac{0.615}{C} = 1.1761$$

$$\tau_a = 1.1761 \times \frac{8 \times 241.1631 \times 62.5 \times 10^{-3}}{\pi \times (7.5)^3}$$

$$\tau_a = 107.0019 \text{ MPa}$$

$$S'_{se} = 310 \text{ MPa} \quad (\text{non grenillé})$$

S'_{se} : La limite d'endurance en cisaillement.

$$S_{se} = k_c \times k_d \times k_f \times S'_{se} \quad (4.43)$$

S_{se} : Limite d'endurance.

k_c : facteur de fiabilité.

k_d : facteur de température.

k_f : facteur tient compte des influences divers.

$k_c = 1.0$ (50%)

$k_d = 1.0$ ($T < 70^\circ$)

$k_f = 1.0$ (aucune influence divers)

$S_{se} = 310 \text{ MPa}$

Le minimum de ces calculs est la valeur du facteur de sécurité recherché :

$$FS = \frac{S_{se}}{\tau_a} \tag{4.44}$$

$$\Rightarrow FS = \frac{310}{107.0019} = 2.89$$

$$FS = \frac{S_{sy}}{\tau_a + \tau_m} \tag{4.45}$$

$$\Rightarrow FS = \frac{559.2854}{107.0019 + 192.8781} = 1.86$$

Donc $FS = 1.86$, le ressort possède une vie infinie.

Chapitre 5 :

L'unité hydraulique

Introduction :

L'hydraulique, technique de puissance assez ancienne, connaît aujourd'hui une évolution profonde, et une généralisation d'emploi très large.

Pourquoi l'hydraulique ? Aujourd'hui l'expression « hydraulique » sous entend la transmission de l'énergie à distance par l'intermédiaire d'un liquide. Les liquides étant très peu compressibles, une très faible réduction de volume amène une rapide augmentation de pression que transmet en tous point du circuit.

A côté de l'hydraulique, il existe naturellement d'autres possibilités de transmission d'énergie. Comme par exemple ; la mécanique, l'électricité, le pneumatique...

Chacun de ces domaines a ses plages d'utilisation déterminées.

5.1 Avantage de l'hydraulique :

Propriétés spéciales caractérisant l'hydraulique :

- Des forces importantes pour des petits volumes.
- L'adaptation de la force se fait automatiquement.
- Le mouvement peut s'effectuer sous pleine charge en partant de l'arrêt.
- Appropriées à des processus de mouvement rapides, contrôlables, ainsi que pour des mouvements de précision extrêmement lents.
- Il possède une excellente lubrification des organes constituant l'appareil, ce qui réduit leur usure et permet de très bons rendement.

5.2 Inconvénient de l'hydraulique :

Malgré les domaines d'applications multiples, la connaissance de ce domaine spécialisé n'est pas encore suffisamment répandue.

L'existence des inconvénients se présente avec :

- Présence d'air dans le circuit.
- Perte des charges.
- Nécessité d'une maintenance très suivie.

5.3 Les circuits hydrauliques :

On distingue deux types de circuit hydrauliques :

5.3.1 Circuit ouvert :

Dans un circuit ouvert l'huile circule du réservoir vers la pompe qui le refoule vers l'organe moteur (vérin) puis elle retourne au réservoir.

5.3.2 Circuit fermé :

Dans un circuit fermé l'huile circule en circuit fermé de la pompe vers le moteur et du moteur vers la pompe.

Pour notre machine on a choisi le circuit hydraulique ouvert car c'est le circuit le plus simple et le plus courant dans les installations automatiques industrielles.

5.4 Éléments constituant un circuit hydraulique :

5.4.1 Le réservoir :

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

5.4.1.1 Fonction :

Les réservoirs d'huile ont des fonction différentes, le réservoir doit pouvoir recevoir si possible toute la quantité d'huile nécessaire au fonctionnement correct d'une installation.

Mais ce n'est pas sa seule fonction et il doit aussi permettre :

- Un recyclage modéré de l'huile et donc son refroidissement.
- La décantation de l'huile (séparation des solides et des liquides).
- La désémulsion de l'huile (séparation des gaz).

En fin le réservoir doit assurer l'alimentation normale de la pompe.

5.4.1.2 Construction :

C'est un récipient rigide, fermé, fabriqué en tôle d'acier (peinture insensible à l'action chimique des fluides) il doit être légèrement incliné en pente de sorte à obtenir par gravitation des particules polluantes en suspension.

Parmi les accessoires indispensables :

- L'orifice de remplissage avec bouchon et filtre.
- Orifice de vidange.
- Indicateur de niveau d'huile.
- « reniflard » entrée ou sortie d'air avec filtre.

5.4.1.3 Capacité :

Dans les installations fixes, le volume d'huile en service dépend des récepteurs et du cycle de travail doit être pris en considération.

Généralement ce volume est compris entre deux et trois fois le débit minute de la ou des pompes installées sur le réservoir. Il faut de plus prévoir un espace libre au dessus du bain d'huile, il est nécessaire pour :

- Permettre le dégazage du fluide
- Absorber les variations de niveau en cours de cycle, les fuites externes sont compensées périodiquement à partir d'une réserve d'huile extérieure.

Dans notre cas on choisit un réservoir normalisé en tôle d'acier dont le volume est $V=75$ L.

5.4.1.4 Représentation symbolique :

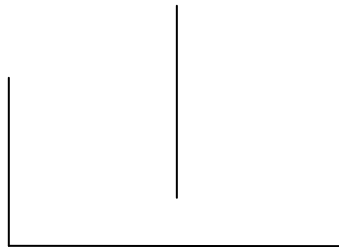


Fig.5.1 : Schéma d'un réservoir [6].

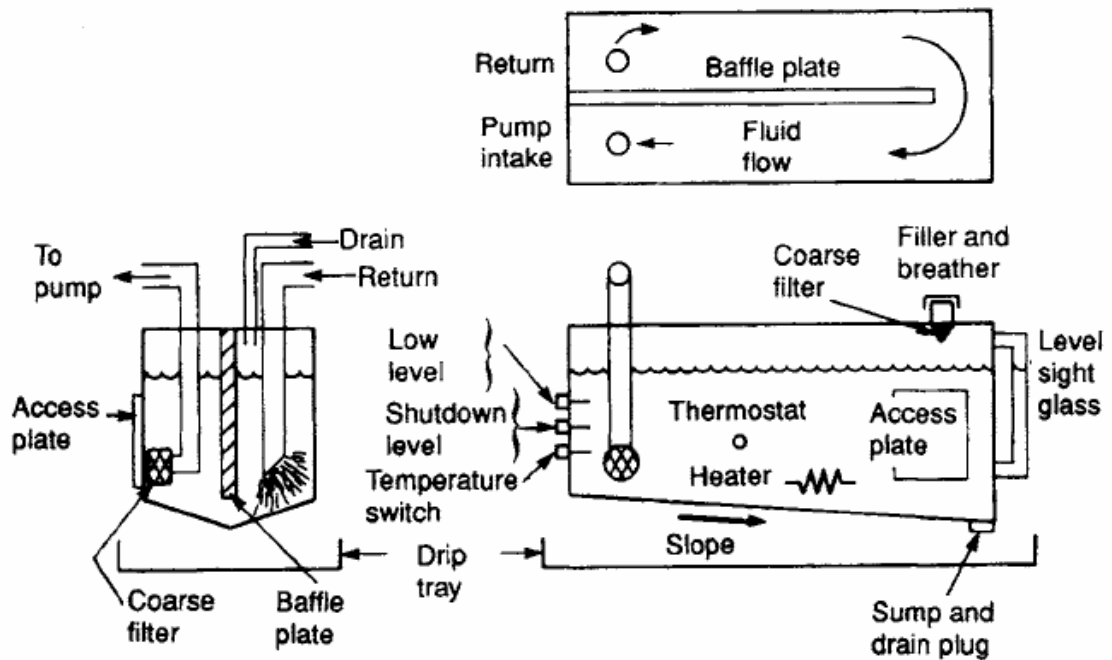


Fig. 5.2 : Coupe d'un réservoir [6].

5.4.2 Les filtres :

5.4.2.1 Nécessité d'un filtre :

Dans 80% des cas, les pannes qui surviennent dans les circuits hydrauliques, proviennent d'un mauvais état du liquide hydraulique.

Les impuretés dans l'huile provoquent :

- une usure excessive.
- une augmentation des pertes de charge.
- un encrassement des appareils de régulation et de distribution.

Une filtration efficace réduit le niveau d'encrassement dans un fluide à une valeur admissible et évite le remplacement prématuré des composants. Afin d'allonger la durée de vie du fluide et des composants et donc accroît la productivité.

Plusieurs facteurs jouent un rôle :

- type des particules de poussières (grandeur, constituant).
- nombre de particules.
- pression du système, pertes de charges.
- ajustements, données constructives.

5.4.2.2 Choix du filtre :

Lors du choix du filtre, il faut à côté des facteurs tels que : pouvoir d'absorption des particules, débit nominale, perte de charge.

Prendre en considération également la taille des pores de la cartouche filtrante. C'est elle qui assure en grande partie l'efficacité et la durée de service de cette dernière.

Une finesse des pores plus petites garantie une plus grande durée de vie aux appareils, il est courant de doter les circuits aussi bien mobiles que stationnaires de filtres ayant une taille de pores entre 10 et 60 μm .

Une valeur moyenne des pores égale 60 μm répond largement aux exigences de la machine.

5.4.2.3 Implantation des filtres :

Les filtres sont des éléments métalliques, papier ou polyester, sont constitués par des fibres disposés en étoile, cela permet d'obtenir une grande surface de filtration pour un faible volume de construction et une bonne stabilité dans la plus part des installations hydrauliques. Les filtres sont placés sur le circuit d'aspiration de la pompe, ceci pour éviter que de grosses particules arrivent au autres appareil.

5.4.2.4 Représentation symbolique :

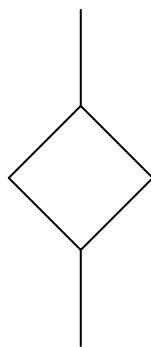


Fig.5.3 : Schéma d'un filtre [6].

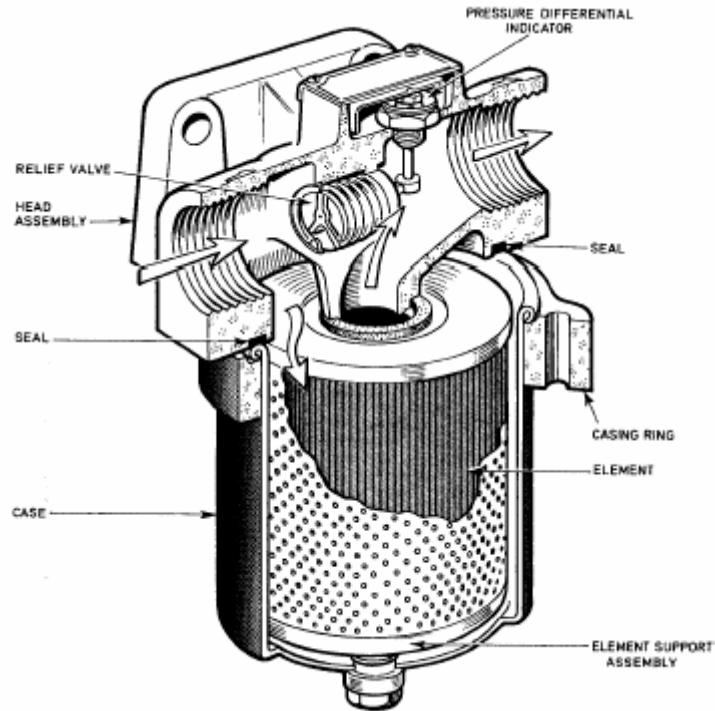


Fig. 5.4 : Filtre non immergé sur l'aspiration [7].

5.4.3 Les pompes :

Dans le domaine hydraulique les pompes ont pour tâche de produire un débit de fluide (de refouler un volume de fluide) et de lui fournir en même temps les forces nécessaires suivant besoin.

C'est-à-dire la pompe transforme une énergie mécanique en énergie hydraulique.

5.4.3.1 Fonctionnement :

La pompe aspire un fluide le plus souvent à partir d'un réservoir et le refoule jusqu'à la sortie de la pompe.

A partir de là, le fluide arrive dans le système à travers les différents éléments de commande jusqu'au récepteur. Le récepteur présente une résistance au fluide ; par exemple, le piston d'un vérin soumis à une charge.

En fonction de cette résistance, il se crée dans le fluide une pression qui augmente autant que nécessaire pour vaincre cette force de résistance. La pression dans un système hydraulique n'est pas produite d'avance par la pompe hydraulique, mais ne se crée seulement qu'après, ceci se fait donc en fonction des résistances qui s'opposent au débit du fluide.

5.4.3.2 Différents types de pompes :

Il existe une grande variété de pompe pour centrales hydraulique. Ces pompes sont toutes volumétriques, c'est-à-dire que le débit théorique est proportionnel à la vitesse de rotation de l'arbre d'entrée.

Elles se répartissent en quatre catégories :

1. pompe à engrenage.
2. pompe à palettes.
3. pompe à pistons radiaux.
4. pompe à pistons axiaux.

5.4.3.3 Caractéristiques des pompes :

1. la cylindrée :

La caractéristique essentielle des pompes est leur cylindrée, c'est-à-dire le volume généralement exprimé en (cm³) engendré pour un tour de l'arbre de commande. Une pompe peut être à cylindrée constante ou à cylindrée variable.

La formule qui nous donne la relation entre la vitesse de rotation n , le débit refoulé Q et la cylindrée est :

$$W = \frac{Q}{n}$$

2. la pression de fonctionnement :

C'est la pression à laquelle le fluide est refoulé dans la pompe, elle varie d'une pompe à une autre.

La formule donnant la relation entre la pression P , le couple absorbé M et la cylindrée W est :

$$P = \frac{M}{W}$$

Dans les installations hydrauliques destinées à faire fonctionner les presses hydrauliques, on utilise le plus souvent des pompes à engrenage car elles ont un rendement le plus élevé 90%.

5.4.3.4 Pompe à engrenages :

Les pompes à engrenages sont des pompes à cylindrée constante se composent essentiellement d'un corps dans lequel un couple de pignons tourne avec un jeu axial et radial tellement minime que l'on obtient pratiquement un étanchéité à l'huile.

Le fluide est chassé par la pénétration d'une dent dans le creux de denture de l'autre pignon. Inversement, dans la zone d'aspiration quand une dent quitte le creux correspondant elle crée une dépression, donnant ainsi naissance au phénomène d'aspiration.

5.4.3.5 Représentation symbolique :

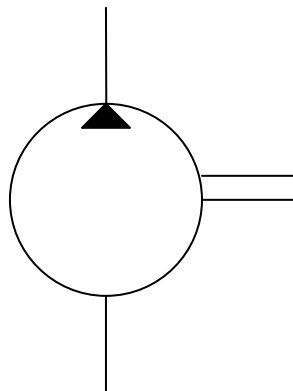


Fig.5.5 : Schéma d'une pompe [6].

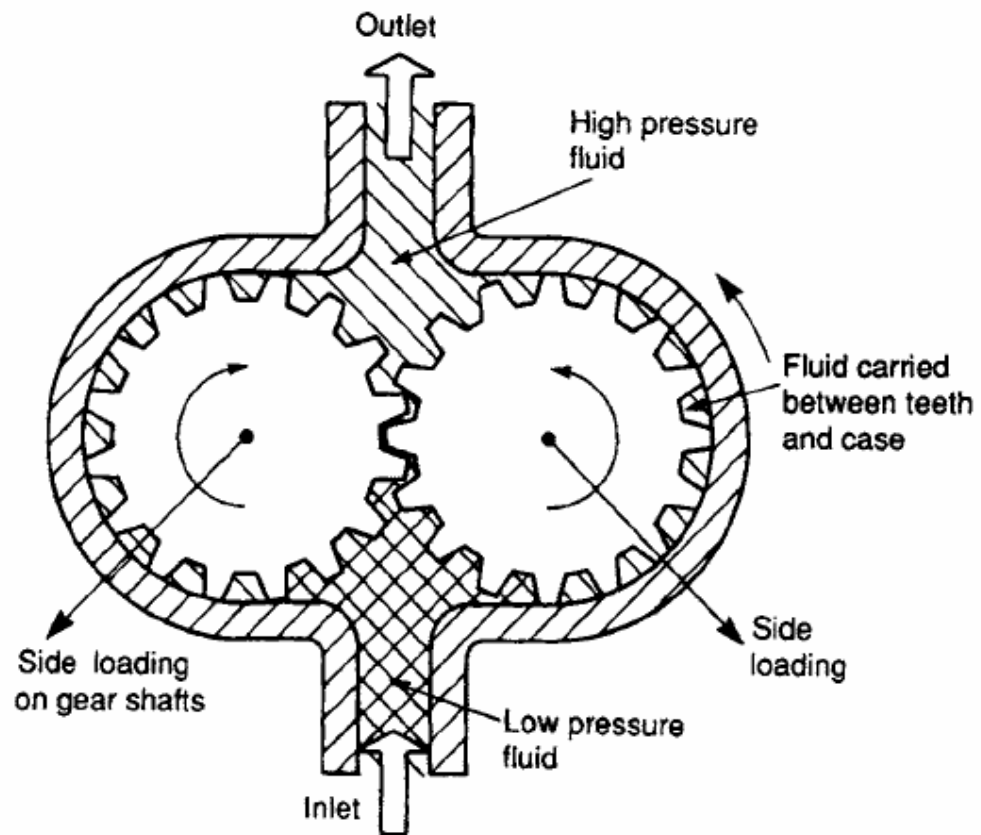


Fig. 5.6 : Coupe d'une pompe a engrenage [6].

5.4.4 Les distributeurs :

5.4.4.1 fonctions :

Ces appareils sont destinés à orienter la circulation du fluide dans une ou plusieurs directions, sous pression vers les actionneurs et le retour de ce fluide vers le réservoir, après que ce fluide ait cédé une partie de son énergie dans l'actionneur (vérin).

Les choix des solutions constructives permettent de distinguer :

- les distributeurs à clapet.
- Les distributeurs à tiroir cylindrique commandé en rotation.
- Les distributeurs à tiroir cylindrique commandé en translation.

Les distributeurs les plus utilisés sont à tiroir longitudinal.

5.4.4.2 Construction :

Un tiroir portant des gorges coulisse dans un alésage muni de chambres annulaires en communication avec les différents orifices de raccordement, le tiroir peut prendre deux ou plusieurs positions, dans chacune de ces positions des gorges de tiroir mettent en communication les différents orifices, ces orifices ont reçu une désignation :

- P pour l'orifice de pression.
- A et B pour les orifices utilisation.
- R ou T pour le retour au réservoir.
- X ou Y pour les orifices de pilotage.

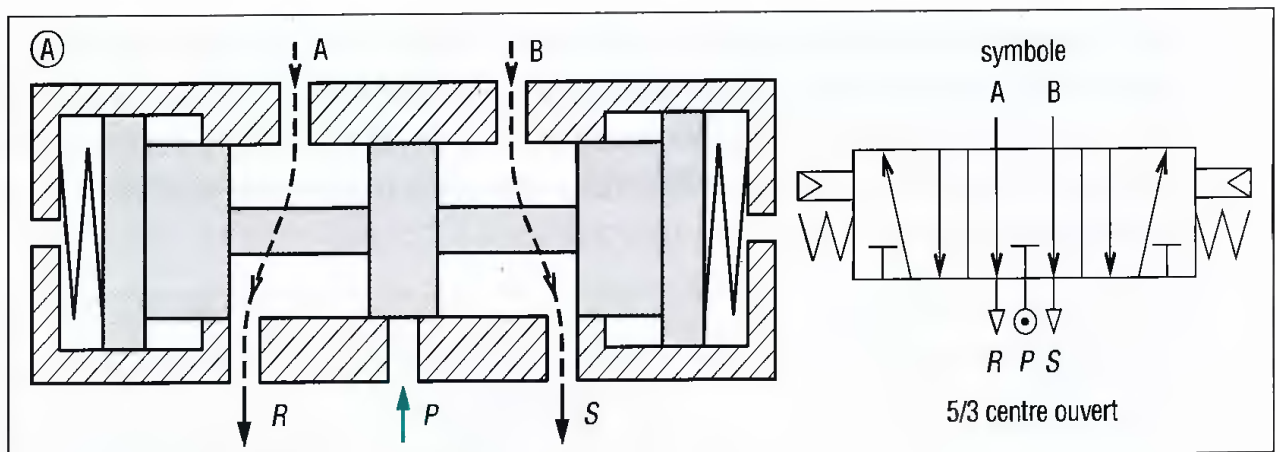


Fig.5.7 : schéma d'un distributeur [2].

En basse pression le corps est généralement en fonte grise à grain fin.

En haute pression il est en acier mi-dur.

Pour la détermination des ressorts de rappel et sens de commande le plus approprié, il faut toutefois tenir compte des forces perturbatrices. La distribution par mouvement longitudinal se prête parfaitement bien aux modes de commande par électro-aimants pour vérins hydrauliques.

5.4.4.3 Choix du distributeur :

Les éléments nécessaires au choix d'un distributeur sont :

- Relatifs au fluide : nature, viscosité, température, débit, masse, pression d'utilisation à la sortie du distributeur.
- Relatifs aux conditions de fonctionnement : température ambiante, rôle du distributeur au repos (centre ouvert, fermé).
-

5.4.5 Protection des circuits contre les surcharges :

5.4.5.1 Fonction à assurer :

Sur l'installation très simple un vérin doit vaincre un effort F , supposons que F devienne plus important que prévu. A la limite cet effort peut devenir moteur et la pression atteint alors dans le circuit une valeur pouvant mettre en danger l'installation, nous pouvons aussi supposer que le vérin soit bloqué (vérin de bridage). La pression monte, il faut évacuer tout le débit de la pompe en maintenant la pression à un niveau raisonnable. Tous les dispositifs assurant cette fonction sont groupés sous la désignation générale « soupape de sûreté ».

5.4.5.2 Différents types :

Les limiteurs de pression peuvent exister sous trois types :

- à action directe.
- à commande indirecte.
- à commande pilotée.

Ces dispositifs se montent toujours en dérivation sur le circuit à protéger, en général à la sortie de la pompe et puisque notre débit est faible, nous avons choisi un limiteur à action directe.

5.4.5.3 Représentation symbolique :

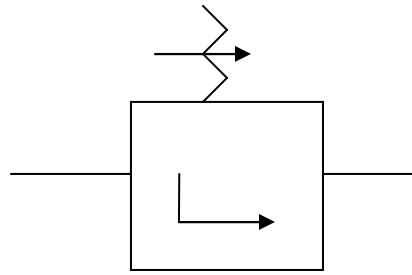


Fig.5.8 : schéma d'un distributeur [6].

5.4.6 Tuyauteries et organes de liaison :

Les liaisons entre les différents appareils du circuit hydrauliques ainsi que le transport de l'énergie sont réalisés par des tuyauteries rigides si les appareils sont fixes les uns par rapport aux autres ou par des tuyauteries souples qui sont des flexibles si l'un au moins des appareils est mobile.

La jonction entre les différentes tuyauteries s'effectue au moyen de raccords ou de brides.

1. les tuyauteries rigides :

Sont généralement en tube acier (XC10, A37) étiré à froid pour les huiles minérales, on utilise aussi des tubes en acier inoxydables pour les fluides synthétiques.

2. les tuyauteries souples :

Constituées d'une tuyauterie de caoutchouc synthétique entourée d'une ou plusieurs tresses métalliques et d'une gaine extérieure assurant une protection contre les agents extérieurs (chocs).

Des tresses textiles ou caoutchouc servent d'intercalaires.

5.4.6.1 Choix des conduits :

Le choix de ces éléments se fait avec les critères suivants :

- pression statique et dynamique.
- débit.
- étanchéité.
- manipulations faciles.
- prix.

5.4.7 Fluide hydraulique :

Le bon fonctionnement, le rendement et la durée de vie d'un circuit hydraulique sont liés au bon choix du fluide hydraulique et de la température du circuit en régime stabilisé. Chaque cas, chaque composant et chaque application demande des précautions particulières.

On distingue trois grandes familles de fluides :

- Les huiles minérales.
- Les huiles végétales.
- Les huiles difficilement inflammables.

5.4.7.1 Influences de la viscosité :

La viscosité de l'huile est le paramètre principal permettant le bon fonctionnement d'un circuit et de ses composants.

1. si l'huile est trop visqueuse, l'écoulement se fait mal, il y a risque de cavitation, de vibrations et chute du rendement.

2. si l'huile a une faible viscosité, les fuites internes augmentent, les conditions de lubrification hydrodynamique sont défavorables.

Il y a donc une viscosité optimale correspondant au fonctionnement nominal des composants du circuit pour la plupart des circuits, cette viscosité de référence est égale à 40 cSt.

On rappelle que $1\text{cSt} = 1\text{ mm}^2/\text{s} = 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$

5.4.7.2 Les huiles minérales :

La quasi-totalité de la production mondiale d'huiles sont tirées du pétrole par raffinage et comprenant divers additifs chimiques anti-usure, anti-oxydation et anti-corrosion.

5.4.7.3 Avantages des huiles minérales :

- une grande stabilité dans le temps.
- Productivité aisée et abondante

5.4.7.4 Inconvénients des huiles minérales :

- Inflammable.
- Température maximale d'emploi est 150 °C

5.5 Choix du circuit hydraulique convenable :

Un schéma de principe hydraulique montre le raccordement du circuit. Les différents appareils hydrauliques sont représentés par des symboles. Les liaisons par canalisation sont représentées par des lignes.

A l'aide du schéma de principe, on peut reconnaître le processus de fonctionnement d'un système hydraulique.

Le choix du circuit hydraulique dépend de plusieurs facteurs :

- Facteurs technologiques : pression de service, vitesse de travail et la puissance de la machine.

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

On a fait le choix d'un circuit hydraulique contenant une pompe à engrenage avec un moteur électrique.

$P_s = 280 \text{ MPa}$: pression de service.

$V = 2.7 \text{ cm/s}$: vitesse de déplacement du piston.

La pompe satisfaisant ces conditions à un débit Q égale

$$Q = V \times A$$

$$Q = 2.7 \times 122.72 = 331.344 \text{ cm}^3/\text{s} = 19.8806 \text{ L}/\text{min}$$

1. La puissance effective du moteur :

$$P = \frac{Q \times 16}{60} = 5.3 \text{ Kw}$$

2. Détermination de la cylindrée :

$$N = 960 \text{ tr} / \text{min}$$

$$W = \frac{Q}{N}$$

$$W = \frac{19.88}{960}$$

$$W = 20.7083 \text{ cm}^3 / \text{min}$$

3. Calcul du couple mécanique :

$$C = \frac{W \times P_s \times 100}{2 \times \pi}$$

$$C = \frac{20.7083 \times 280 \times 100}{2 \times \pi}$$

$$C = 92283.1926 \text{ m.N}$$

4. puissance du moteur :

$$P_{mot} = \frac{P}{\eta_{mot}} \quad \text{Avec } \eta_{mot} = 0.85$$

$$P_{mot} = \frac{5.3}{0.85}$$

$$P_{mot} = 6.23 \text{ Kw}$$

5.6 Détermination des diamètres intérieurs et extérieurs des conduites :

Le tube sera déterminé en fonction du débit qu'il transporte, de la pression maximale qu'il doit subir et de la perte de charge que l'on admet, le débit permettra de trouver le diamètre intérieur et l'épaisseur de la paroi.

En général nous avons comme vitesse de circulation :

- 3 à 6 m / s dans les conduites de pression.
- 2 à 3 m / s dans les conduites de retour.

$$Q = 19.8806 \text{ L / min} = 331.344 \text{ cm}^3 / \text{min}$$

$V = 6 \text{ m / s}$: vitesse de circulation du fluide

$$S = \frac{Q}{V} = \frac{331.344}{600}$$

$$S = 0.5522 \text{ cm}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.5522}{\pi}}$$

$$D = 0.8385 \text{ cm}$$

$$D = 8.385 \text{ mm}$$

Désignation normalisée	8×1	8×2	10×1	10×2	12×1	12×2	14×1	14×2	15×1	15×2	16×1	16×2	18×1.5	18×3
Épaisseur (mm)	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1.5	3
Section de passage (mm ²)	28.2	12.5	50.2	28.2	78.5	50.2	113	78.5	132.7	95	154	113	177	113
Diamètre intérieur (mm)	6	4	8	6	10	8	12	10	13	11	14	12	15	12
P max de service (bars)	275	820	205	545	160	410	135	325	125	295	115	320	160	410
P éclatement (bars)	1230	3700	925	2460	740	1850	615	1480	565	1345	525	1055	740	1850

Tableau 5.1 : Dimensionnement métrique des tubes en acier [7]

D'après le tableau nous choisissons un tube de $D_{\text{int}} = 10 \text{ mm}$, épaisseur = 2 mm) ; qui est utilisable jusqu'à 325 bars.

La pression d'éclatement = 1480 bars.

Section de passage = 78.5 mm².

La vitesse de circulation du fluide :

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{331.344}{0.785} = 422.0943 \text{ cm/s} = 4.22 \text{ m/s}$$

5.7 Calcul des pertes de charges :

5.7.1 Pertes de charges linéaires :

Ces pertes sont au niveau des conduites

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta P = \lambda \times \left(\frac{l}{D} \right) \times \rho \times \frac{V^2}{2} \\ \lambda = \frac{64}{\text{Re}} \\ \text{Re} = \frac{V \times D}{\nu} \end{array} \right.$$

ΔP : perte de charge (Pa).

λ : coefficient de perte de charges.

Re : nombre de Reynolds.

L : longueur des conduites (3 m)

$$\text{Re} = \frac{4.22 \times 10 \times 10^{-3}}{40 \times 10^{-6}}$$

$$\text{Re} = 1055$$

$$\lambda = \frac{64}{1055}$$

$$\lambda = 0.0607$$

$$\Delta P = 0.0607 \times \left(\frac{3}{10 \times 10^{-3}} \right) \times 900 \times \frac{(4.22)^2}{2}$$

$$\Delta P = 145930.9338 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 1.4593 \text{ bars}$$

5.7.2 Pertes de charges singulières:

- Pertes de charges dans le filtre, pour le débit 19.8806 L / min, $\Delta P = 0.18$ bars.
- Pertes de charges dans le distributeur, pour le débit 19.8806 L / min, $\Delta P = 2$ bars.
- Pertes de charges dans le limiteur de pression $\Delta P = 10$ bars donné par le constructeur.

5.7.3 Les pertes de charges totales :

$$P_{\text{totale}} = 1.4593 + 12.18$$

$$P_{\text{totale}} = 13.6393 \text{ bars.}$$

Chapitre 6 :

Conception de la machine à l'aide de SOLIDWORKS

Introduction :

Le présent chapitre est considéré comme la partie principale de cette étude car elle consacré à donner une valeur au calcul que nous avons fait et avoir un produit de précision en un moindre temps, ce qui donne l'importance d'utilisation des logicielles de CAO dans la conception des produits en générale.

6.1 Les principales étapes de la conception :

- Prendre les cotes des pièces principales de la machine :

Il est évident qu'avant toute conception, la première étape après avoir fait la connaissance de la machine et son principe de fonctionnement est de connaître les cotes principales à respecter liés à la machine.

- Dessin de chaque pièce de la machine en 3D :

Il est indispensable pour faire les différents assemblages de la machine de dessiner chaque pièce toute seule en 3D.

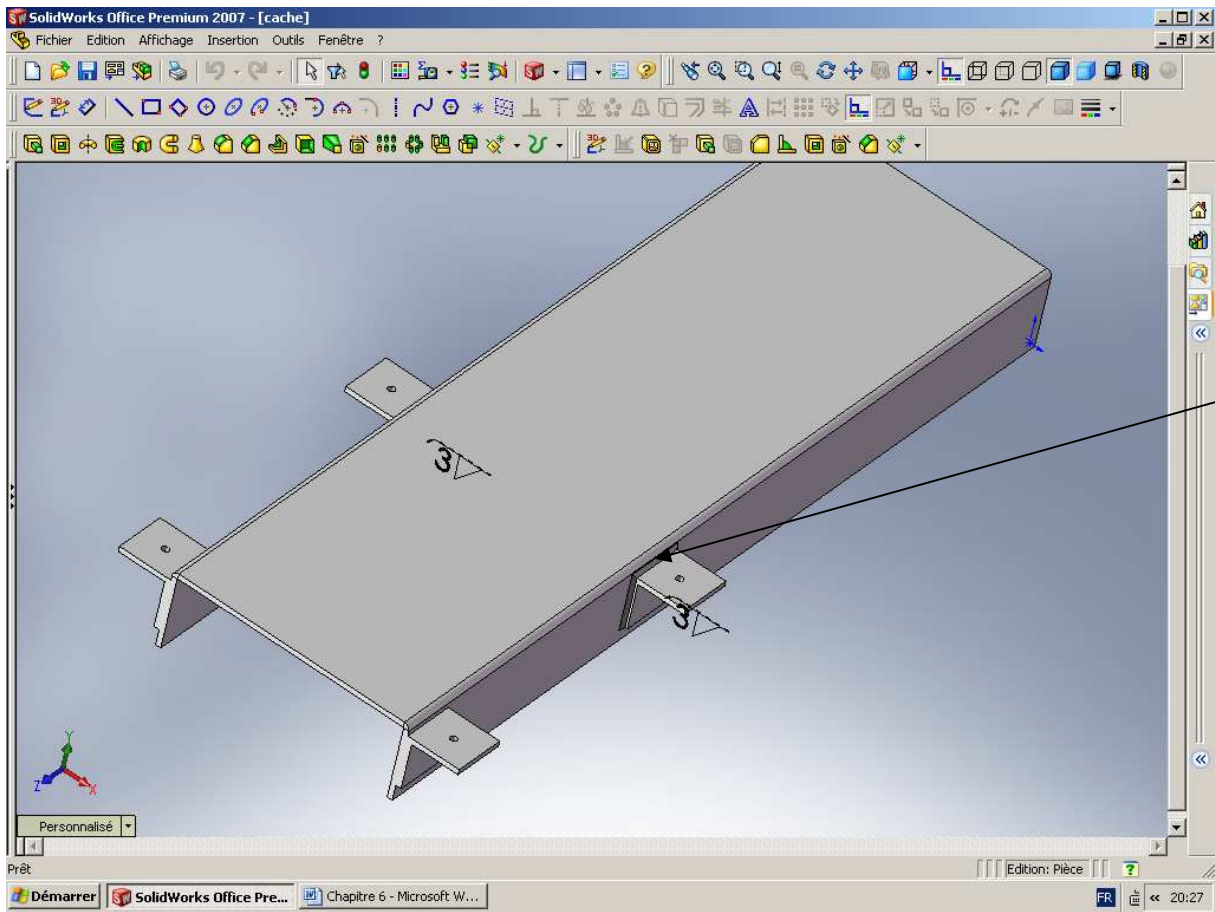
- Analyser les pièces qui supportent des charges élevées par cosmosworks
- Faire l'assemblage
- Faire la simulation

6.1.1 Dessin de chaque pièce de la machine en 3D :

Le dessin des pièces en 3D est l'une des parties les plus difficile, surtout pour quelqu'un qui n'a pas fait une formation sur le logiciel.

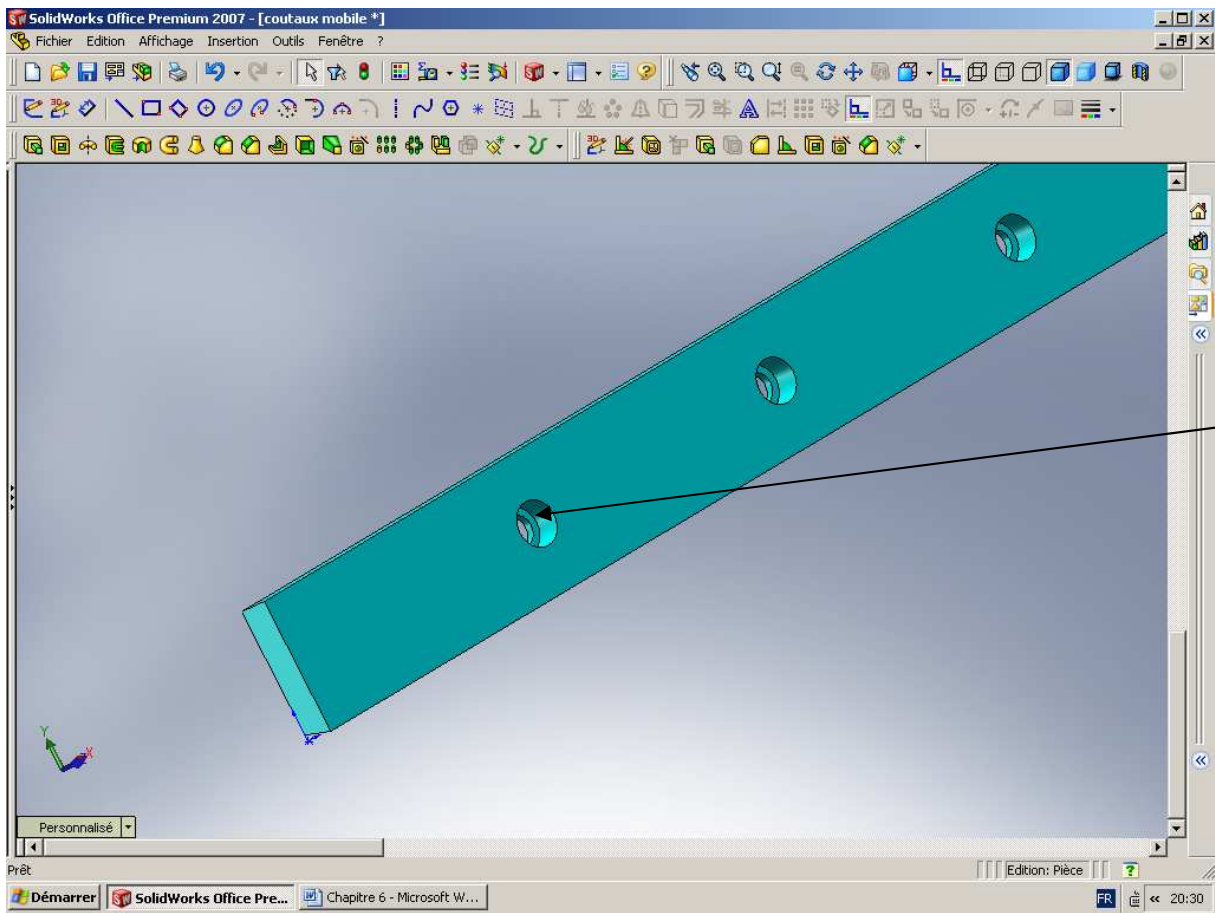
D'abord il fallait comprendre le logiciel (son utilisation et ces différentes fonctions), après nous avons dessiné les différentes pièces de la machine en 3D. Ce qui m'a permis de comprendre mieux les différentes fonctions de solidworks, surtout avec les pièces qui ont une géométrie complexe.

Pour donner un aperçu du travail effectué, voici quelques pièces dessinées avec solidworks :



Possibilité
d'ajouter
des cordons
de soudure

Fig.6.1 : Cache de mécanisme de réglage de la longueur de la tôle



Lamage

Fig.6.2 : Lame fixe

Filetage
intérieur
(tarudage)

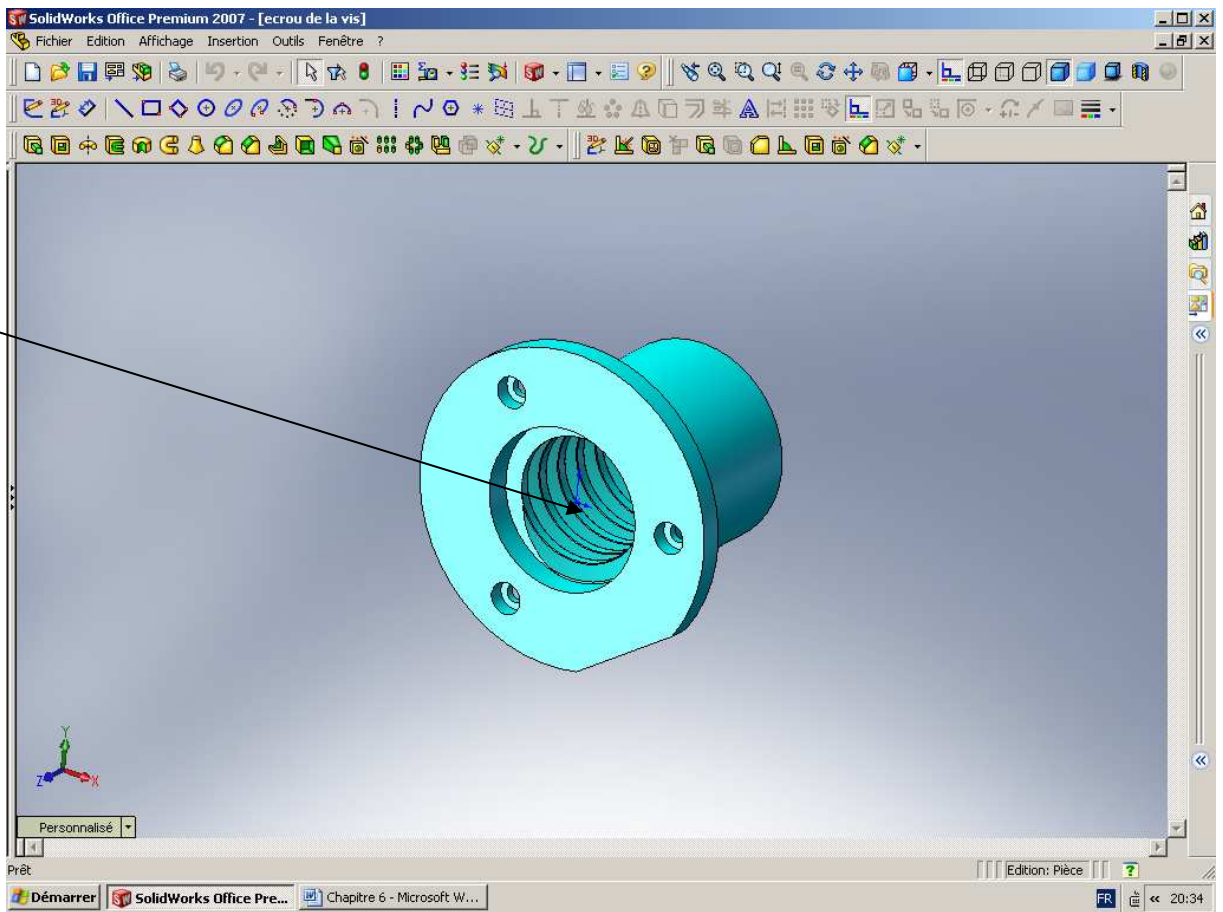


Fig.6.3 : Ecroû de la vis.

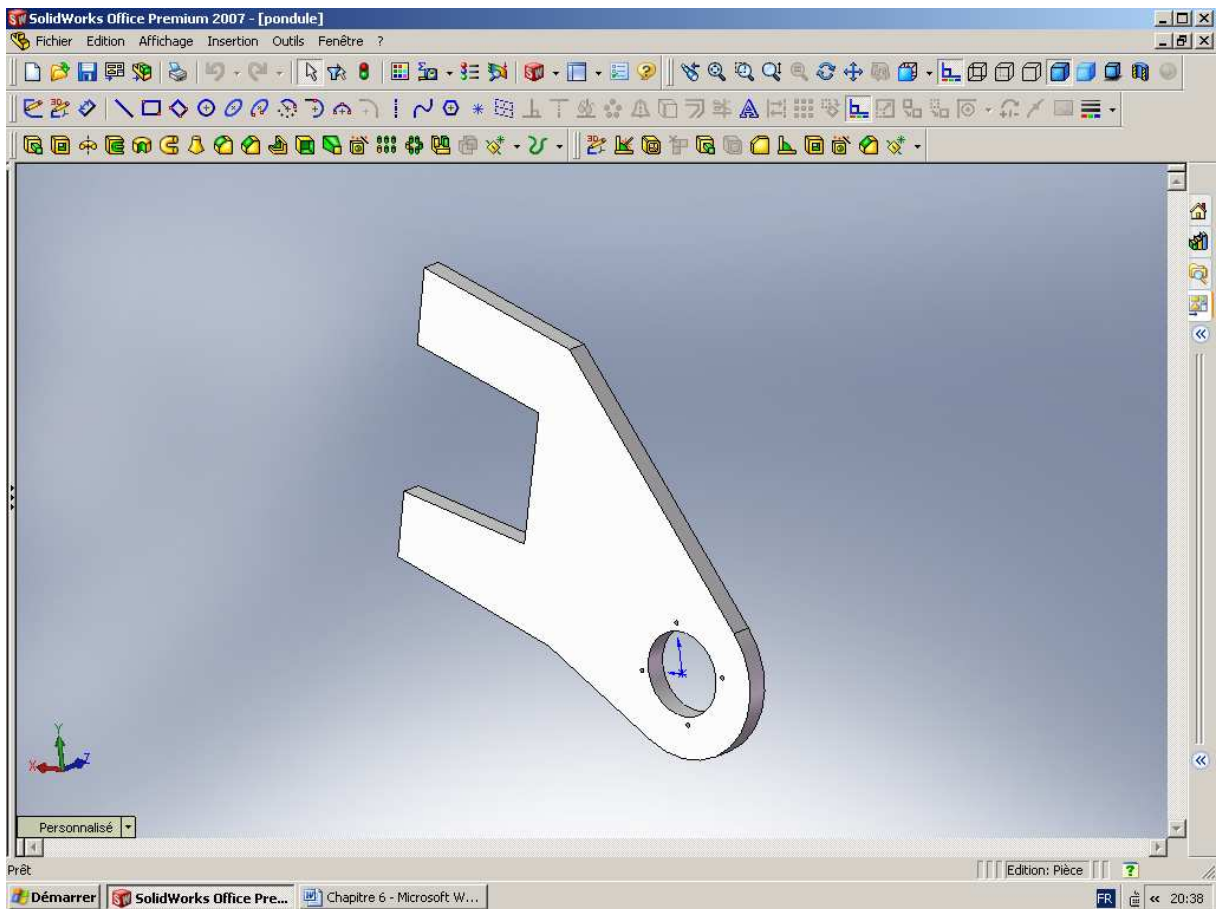


Fig.6.4 : Pendule

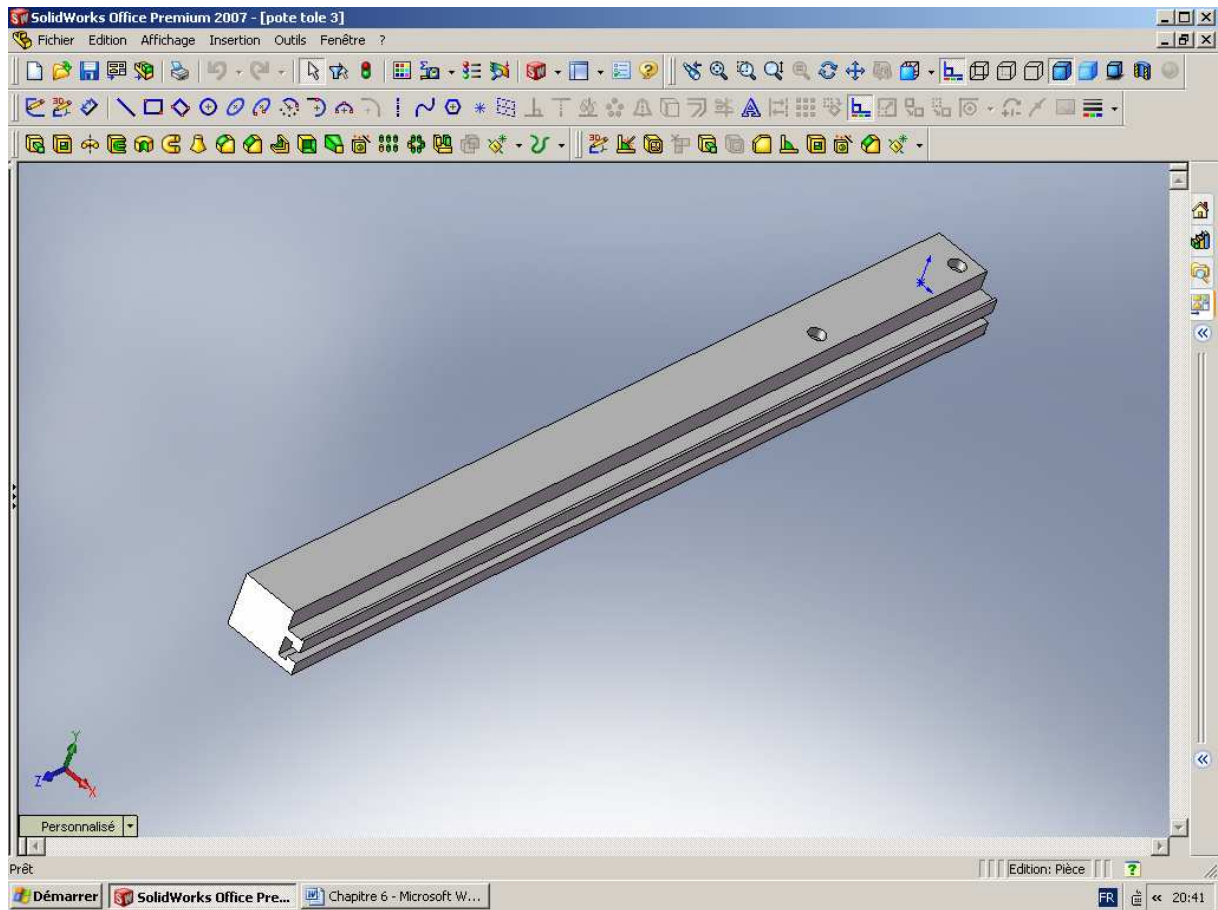


Fig.6.5 : Porte tôle avec une règle.

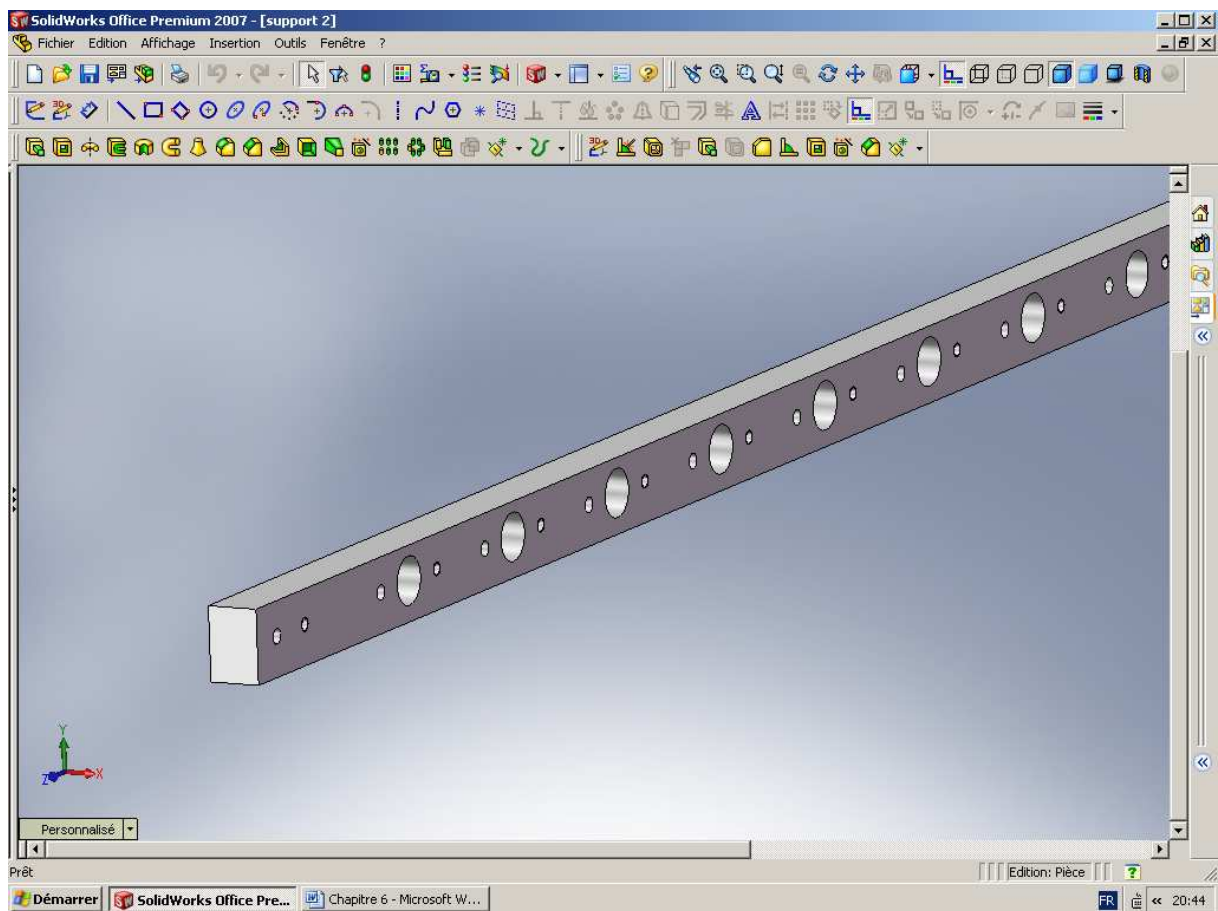


Fig.6.6 : support de porte lame.

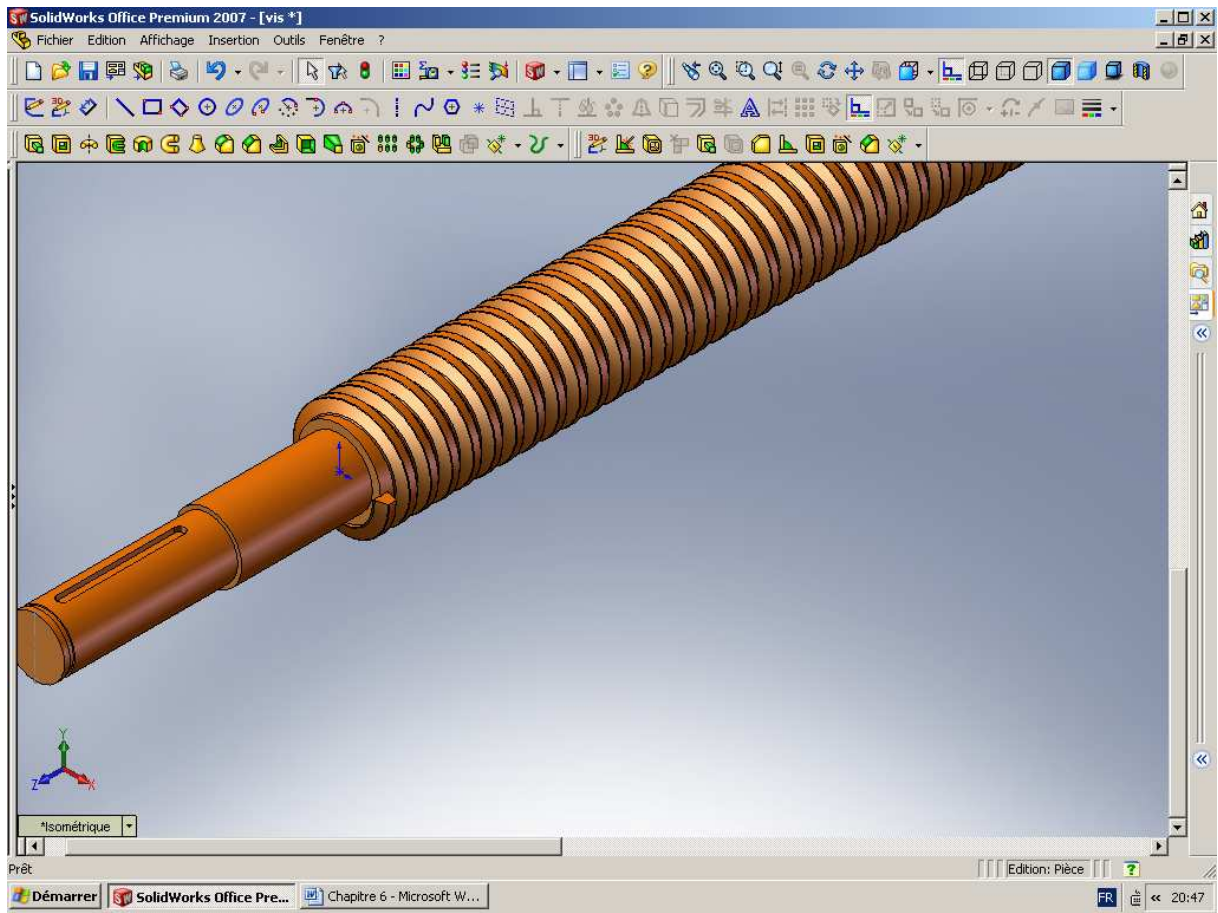


Fig.6.7 : vis du mécanisme de réglage de la longueur de la tôle.

6.1.2 Analyse des pièces par COSMOSxpress :

Pour préparer le modèle à l'analyse, COSMOSxpress divise le modèle en de nombreuses unités tétraédriques appelées éléments qui ont des points communs appelés nœuds.

Chaque nœud a trois inconnues, ses déplacements en translation suivant les trois directions du repère globale.

Le processus de division de la pièce en petites entités est appelé le maillage. En général, les éléments plus petits donnent des résultats plus justes, mais nécessitent plus de temps et de ressources.

- voici quelques exemples analysés par COSMOSxpress :
- analyse du tablier :

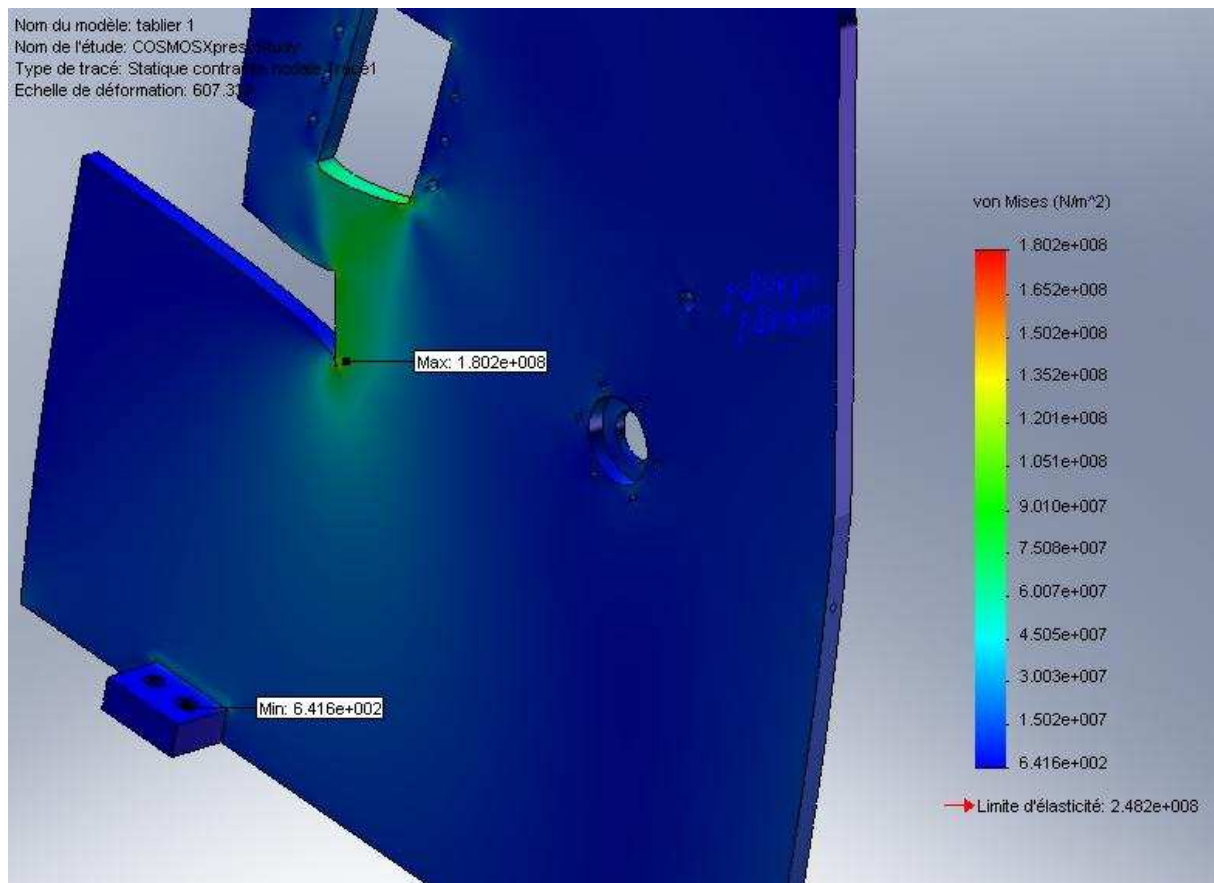


fig.6.8 : distribution des contraintes

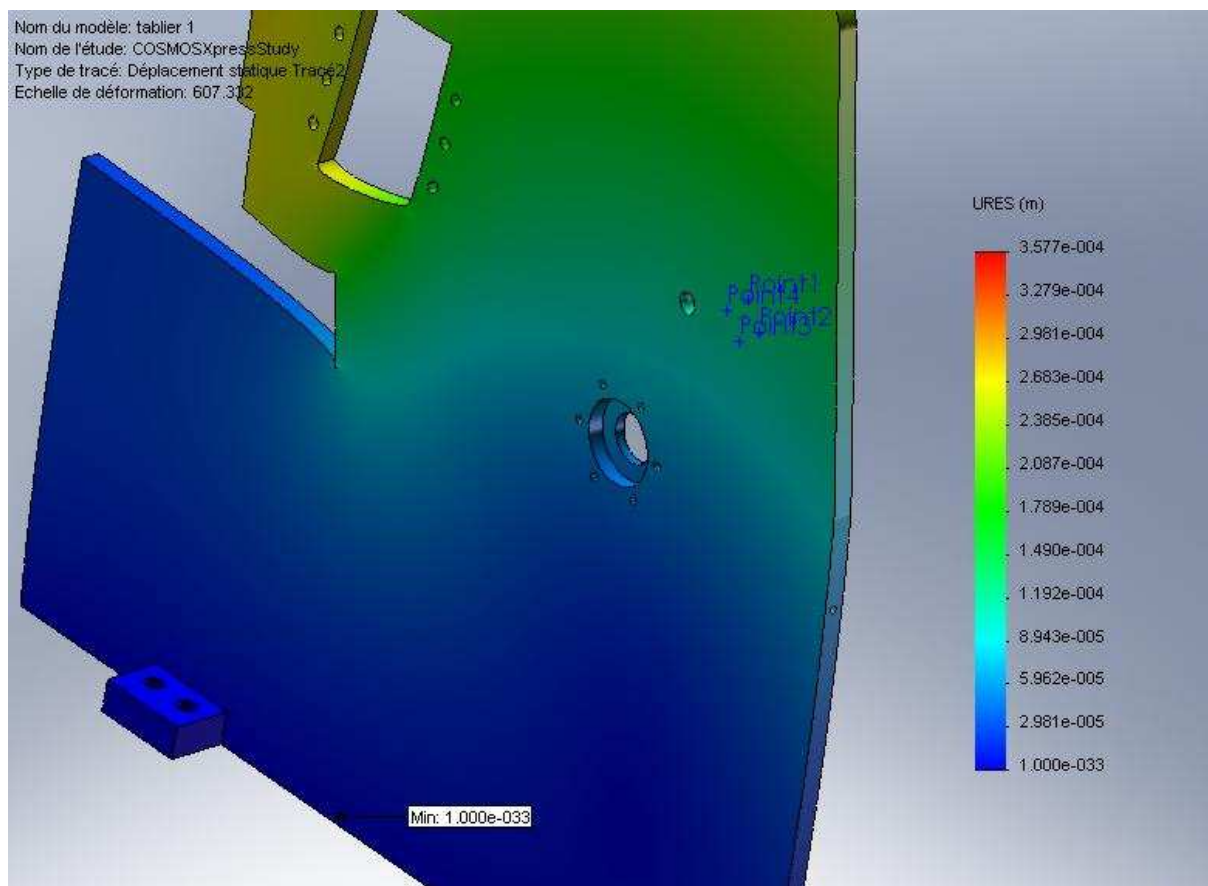


Fig.6.9 : distributions des déplacements

-Caractéristique du matériau utilisé :

The screenshot shows a Microsoft Internet Explorer browser window with the following content:

Nom du matériau: [SW]Acier non allié moulé

Description:

Source Matériau: Matériau SolidWorks utilisé

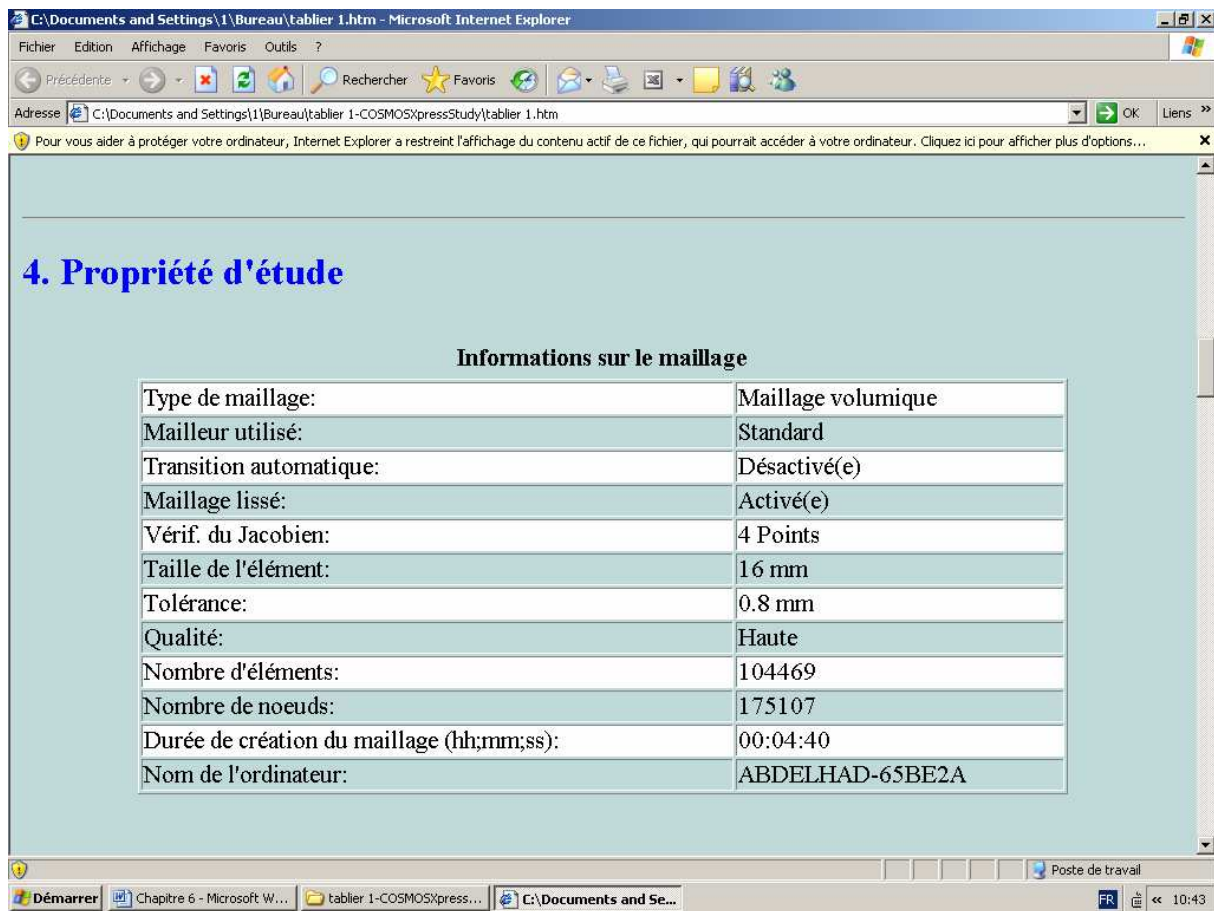
Nom de la bibliothèque de matériaux: Matériaux SolidWorks

Type de modèle de matériau: Linéaire élastique isotropique

Nom de la propriété	Valeur	Unités
Module d'élasticité	2e+011	N/m ²
Coefficient de Poisson	0.32	NA
Module de cisaillement	7.6e+010	N/m ²
Masse volumique	7800	kg/m ³
Limite de traction	4.8255e+008	N/m ²
Limite d'élasticité	2.4817e+008	N/m ²
Coefficient d'expansion thermique	1.2e-005	/Kelvin
Conductivité thermique	30	W/(m.K)
Chaleur spécifique	500	J/(kg.K)

The browser window also shows a security warning: "Pour vous aider à protéger votre ordinateur, Internet Explorer a restreint l'affichage du contenu actif de ce fichier, qui pourrait accéder à votre ordinateur. Cliquez ici pour afficher plus d'options..."

- propriété de l'étude :



The screenshot shows a Microsoft Internet Explorer window with the address bar displaying 'C:\Documents and Settings\1\Bureau\tablier 1-COSMOSXpressStudy\tablier 1.htm'. The main content area features a blue header '4. Propriété d'étude' and a sub-header 'Informations sur le maillage'. Below this is a table with 12 rows and 2 columns.

Informations sur le maillage	
Type de maillage:	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Standard
Transition automatique:	Désactivé(e)
Maillage lissé:	Activé(e)
Vérif. du Jacobien:	4 Points
Taille de l'élément:	16 mm
Tolérance:	0.8 mm
Qualité:	Haute
Nombre d'éléments:	104469
Nombre de noeuds:	175107
Durée de création du maillage (hh:mm:ss):	00:04:40
Nom de l'ordinateur:	ABDELHAD-65BE2A

-analyse de la table :

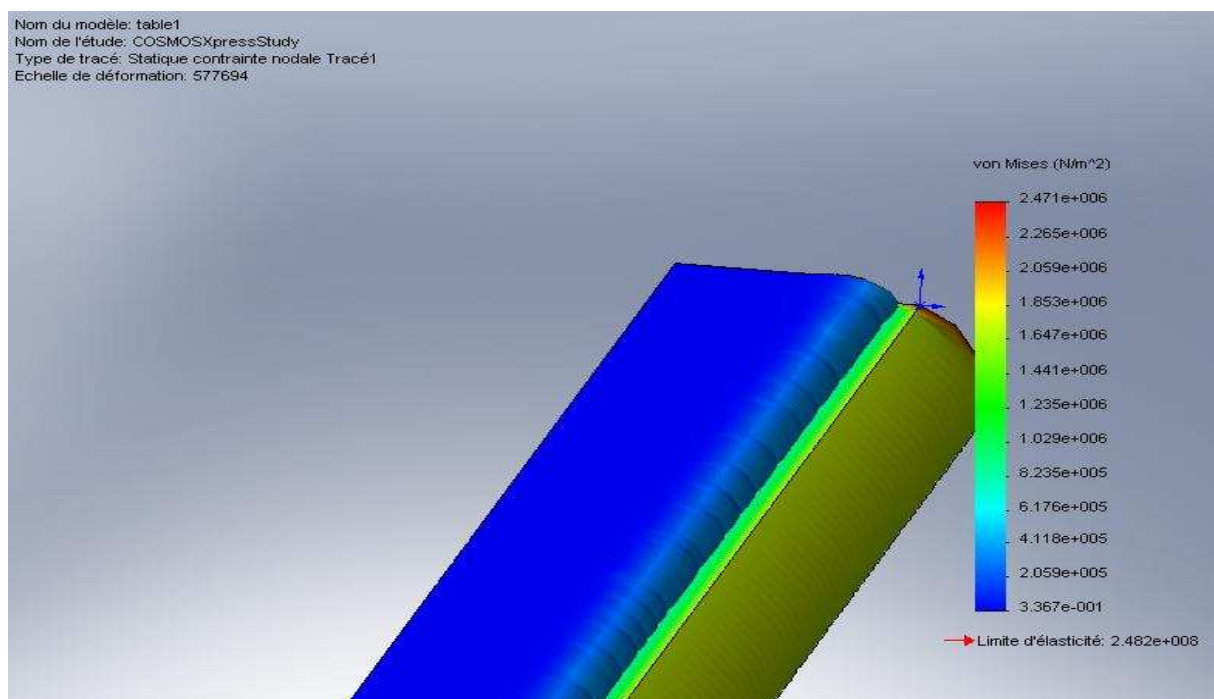


fig.6.10 : distribution des contraintes

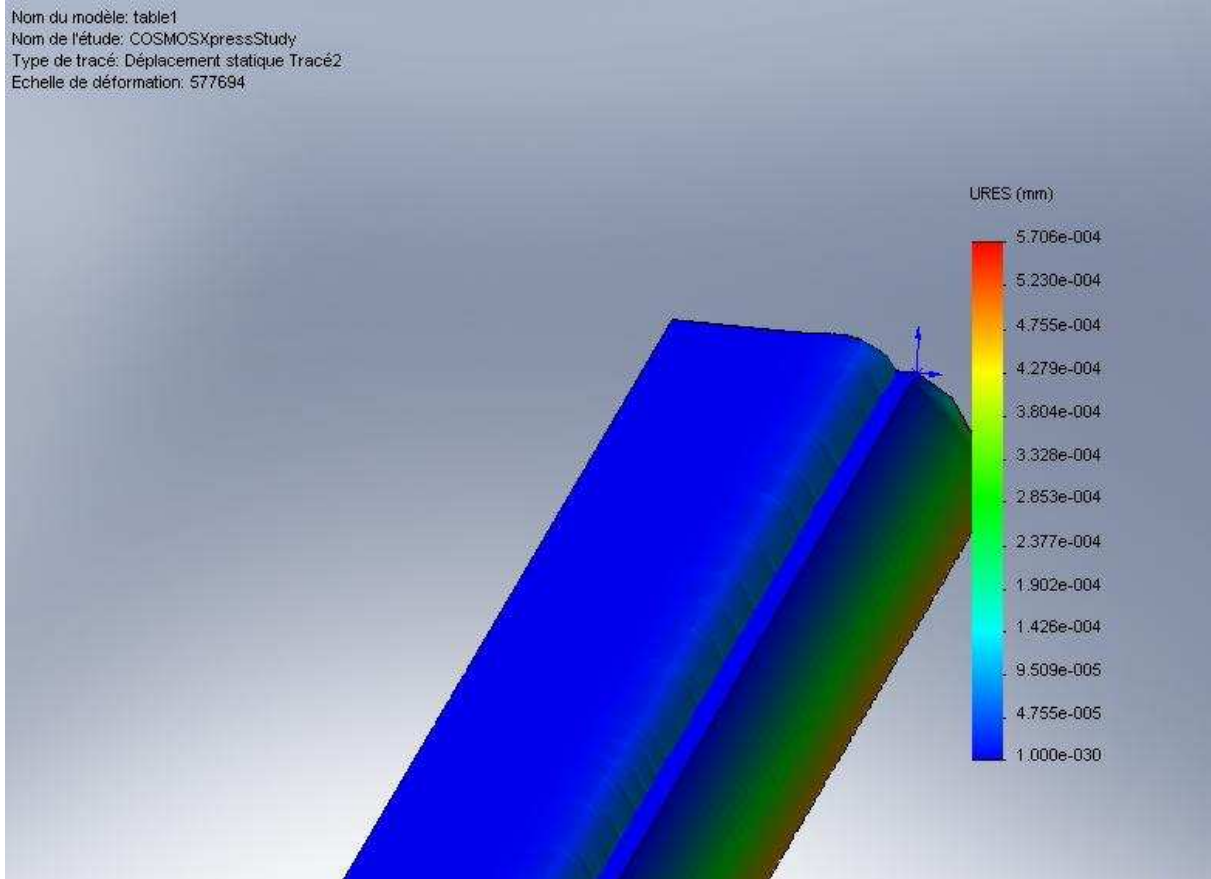


fig.6.11 : distribution des déplacement

-propriété d'étude

C:\Documents and Settings\1\Bureau\table.htm - Microsoft Internet Explorer

Fichier Edition Affichage Favoris Outils ?

Précédente Recherche Favoris

Adresse C:\Documents and Settings\1\Bureau\table1-COSMOSXpressStudy\table.htm

Pour vous aider à protéger votre ordinateur, Internet Explorer a restreint l'affichage du contenu actif de ce fichier, qui pourrait accéder à votre ordinateur. Cliquez ici pour afficher plus d'options...

4. Propriété d'étude

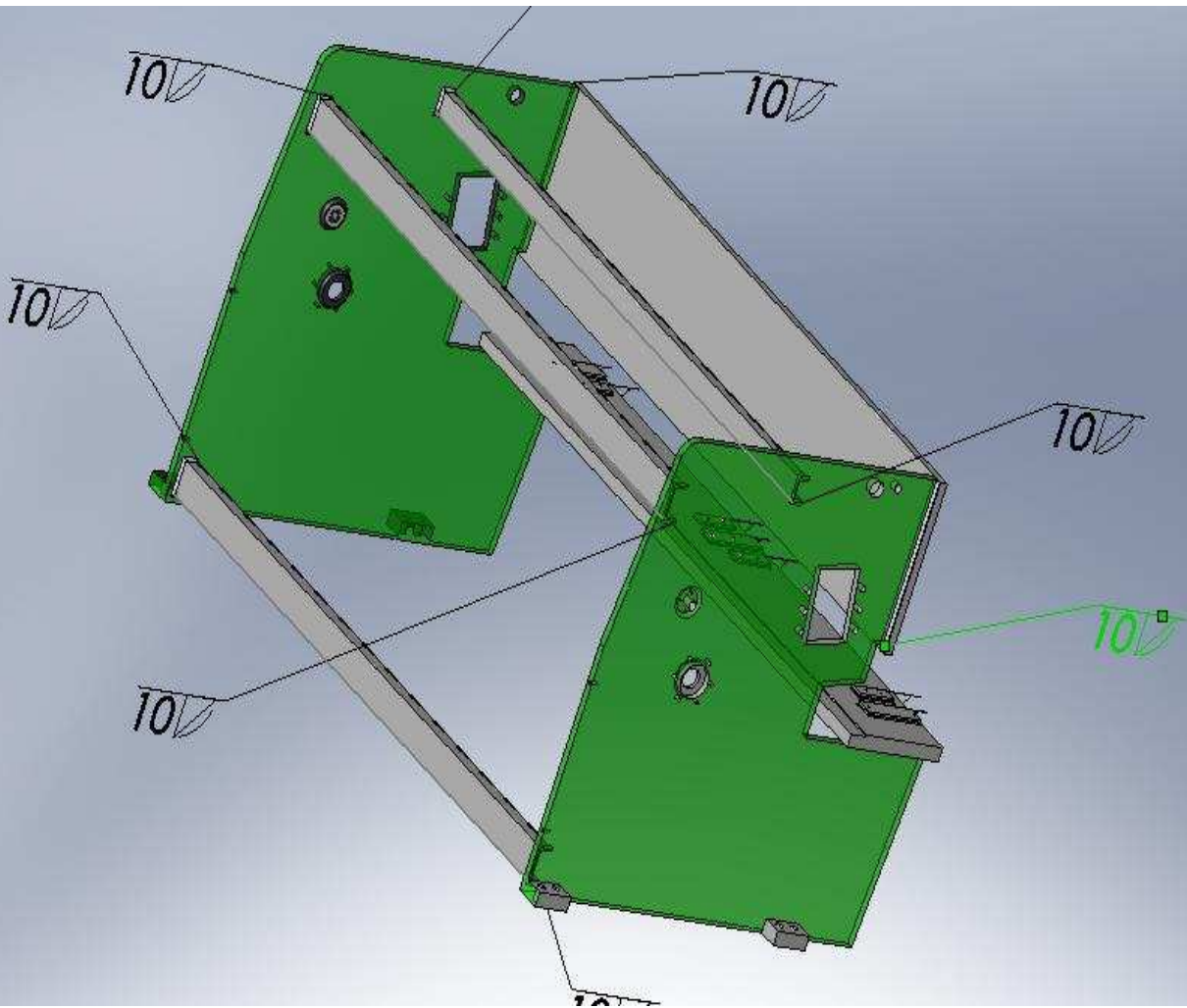
Informations sur le maillage

Type de maillage:	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Standard
Transition automatique:	Désactivé(e)
Maillage lissé:	Activé(e)
Vérif. du Jacobien:	4 Points
Taille de l'élément:	38.35 mm
Tolérance:	1.9175 mm
Qualité:	Haute
Nombre d'éléments:	9942
Nombre de noeuds:	17174
Durée de création du maillage (hh:mm:ss):	00:00:06
Nom de l'ordinateur:	ABDELHAD-65BE2A

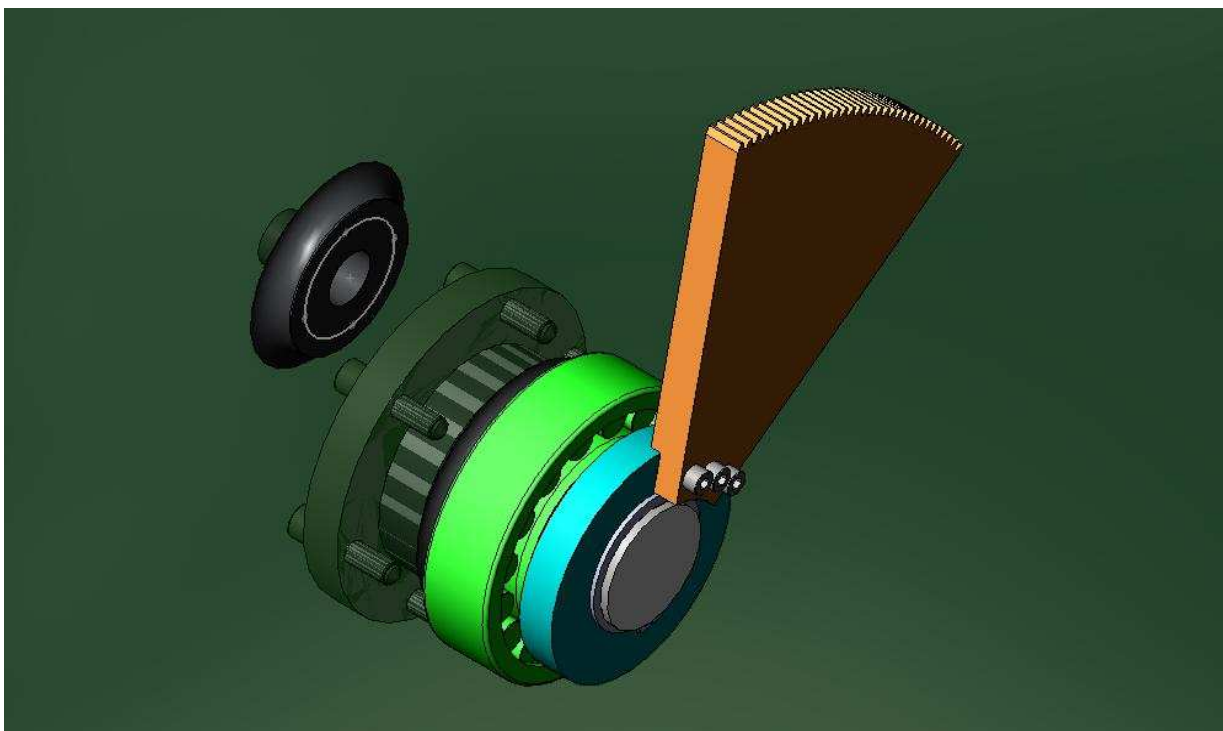
Démarrer Chapitre 6 - Microsoft W... table1-COSMOSXpressSt... C:\Documents and Se... Poste de travail FR 11:19

6.1.3 Faire les assemblages :

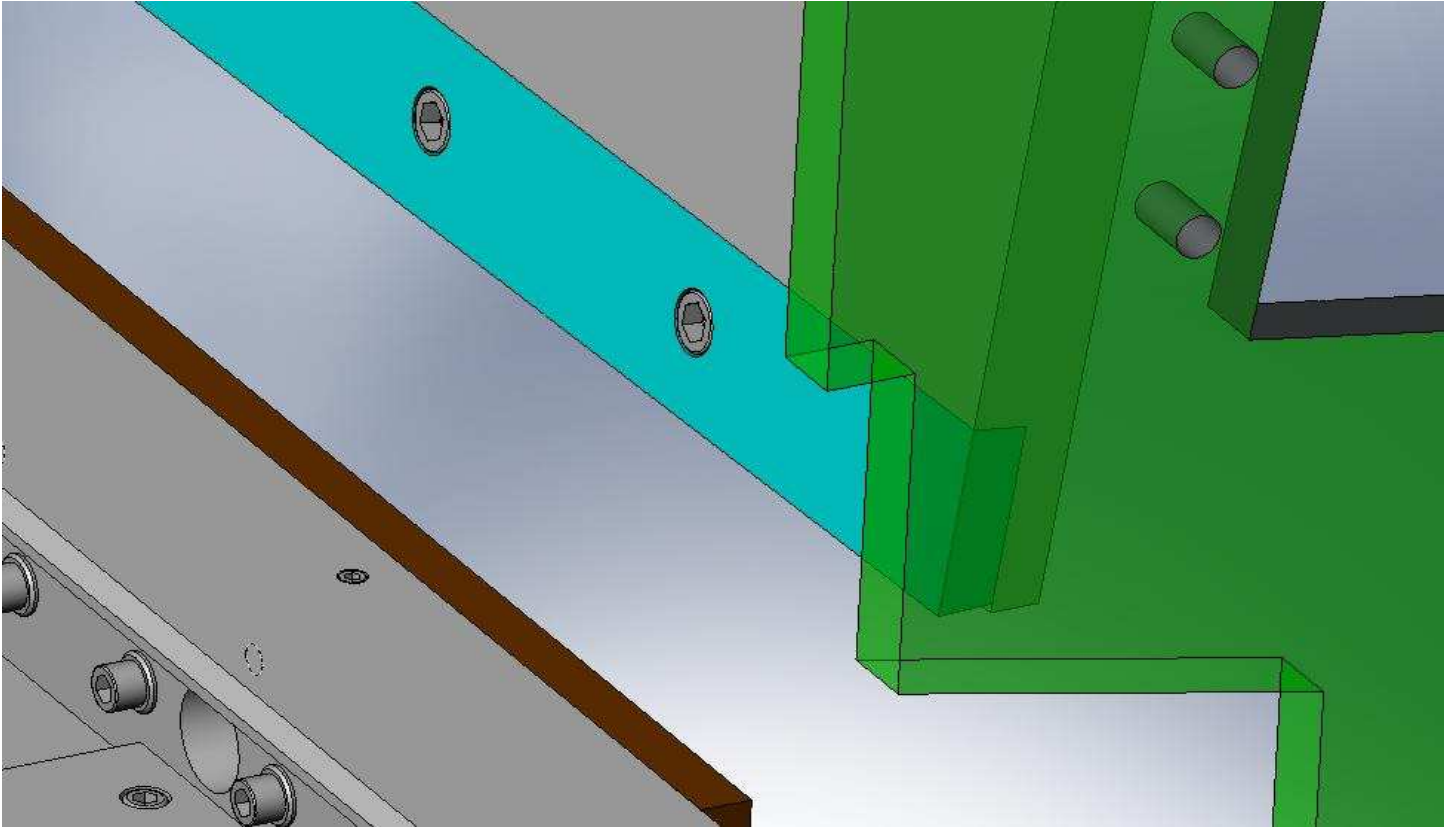
- assemblage du corps de la machine :



- assemblage du système de balancement :



➤ assemblage de système de coupe :



Conclusion

Générale

Conclusion :

Tout ingénieur qui réalise son projet de fin d'étude constatera que cette expérience l'a plongé directement dans le monde du travail et cela ne va lui être que bénéfique durant sa vie professionnelle quel que soit son domaine.

Pour ce qui nous concerne le projet proposé par la société SERMO sur l'étude et conception d'une cisaille guillotine hydraulique nous a permis d'avoir une vague aide sur le monde du travail et qui nous a appris que les éléments fondamentaux d'un projet quelconque sont la fiabilité, le bon rendement, la disponibilité des moyens, et tout cela pour un coût relativement faible pour concurrencer, pourquoi pas les marques étrangères ? .

Nous avons essayé de réaliser le projet en prenant en considération tous les éléments cités auparavant malgré les difficultés concernant le manque de documentation.

On espère que d'autres ingénieurs ou industriels performeront cette cisaille pour la rendre plus rentable, ainsi nous pourrions stopper l'importation de telles machines et contribuer au développement de notre pays.

Bibliographie

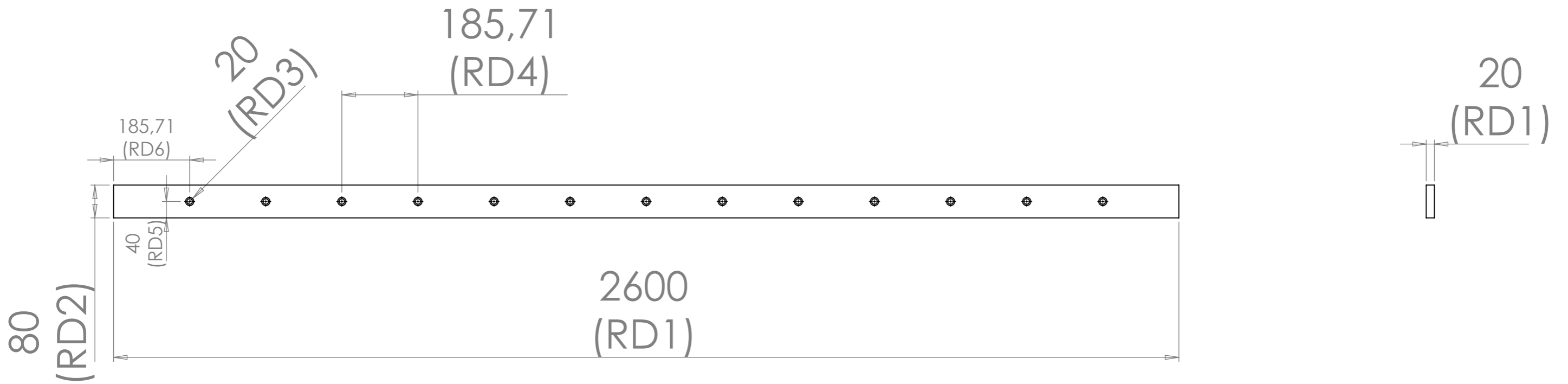
Bibliographie :

- [1] Pierre THIRY et Robert VINET, *Eléments de machines*, 2^{ème} édition [Ecole Polytechnique de Montréal 1986].
- [2] Jean et Louis fanchon, *Guide des sciences et technologies industrielles*, édition [NATHANE 2001].
- [3] C.Barlier et R.Bourgeois, *Memotech productique conception et dessin*, 3^{ème} édition [Collection A.Capliez 1995].
- [4] G.Cotant, *Technologie professionnelle du travail des métaux en feuilles, tubes, profilés*, édition [DUNOD 1966]
- [5] L.Scherer, *Le découpage*, édition [SOCIETE DE PUBLICATION MECANIQUE 1954]
- [6] H.Chibane, *Chaîne de coupe des bandes laminées de l'alliage d'aluminium a l'aide d'une cisaille volante*, PFE / ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE 1983.
- [7] Gouzi Nabil, *Etude et conception d'une presse hydraulique rotative d'emboutissage*, PFE / UNIVERCITE DE BLIDA 1997.
- [8] A.Chevalier, *Guide du dessinateur industriel*, édition [HACHETTE Technique 1993].
- [9] M.Norbert, *Aide mémoire de l'élève dessinateur*, édition [PELADAN-LE CANNELLIER 1969].

ANNEXE

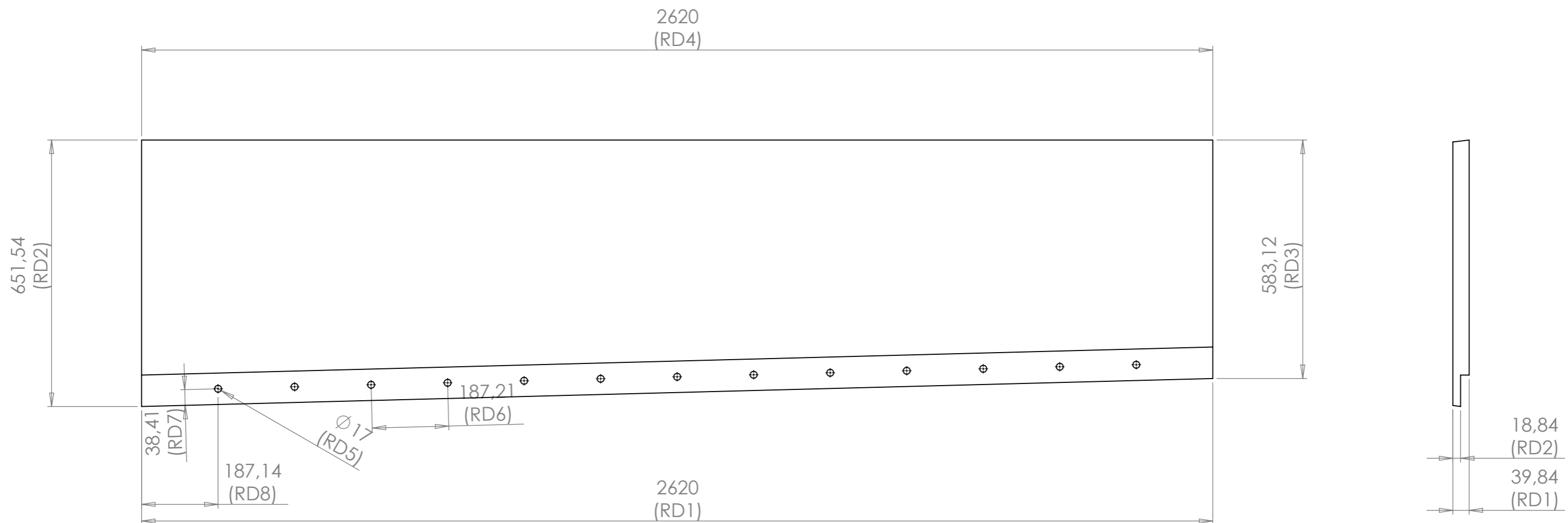
DESSIN D'ESQUISE DE

QUELQUE PIECES



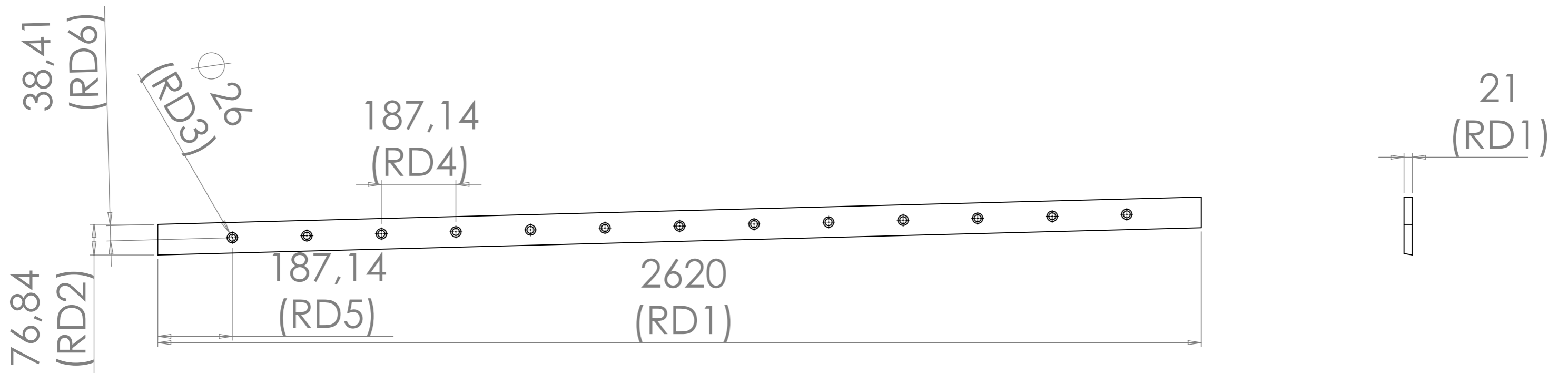
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		couteau fixe	ENP Dep G.MECANIQUE
Etudiant	Boutriche.A			
Promoteur	Guergueb			
Promoteur	Belhadeb			



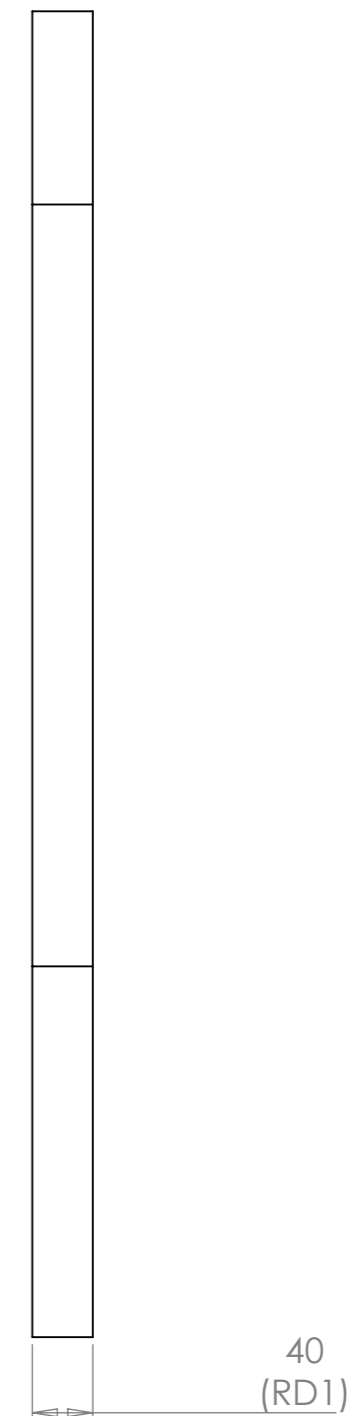
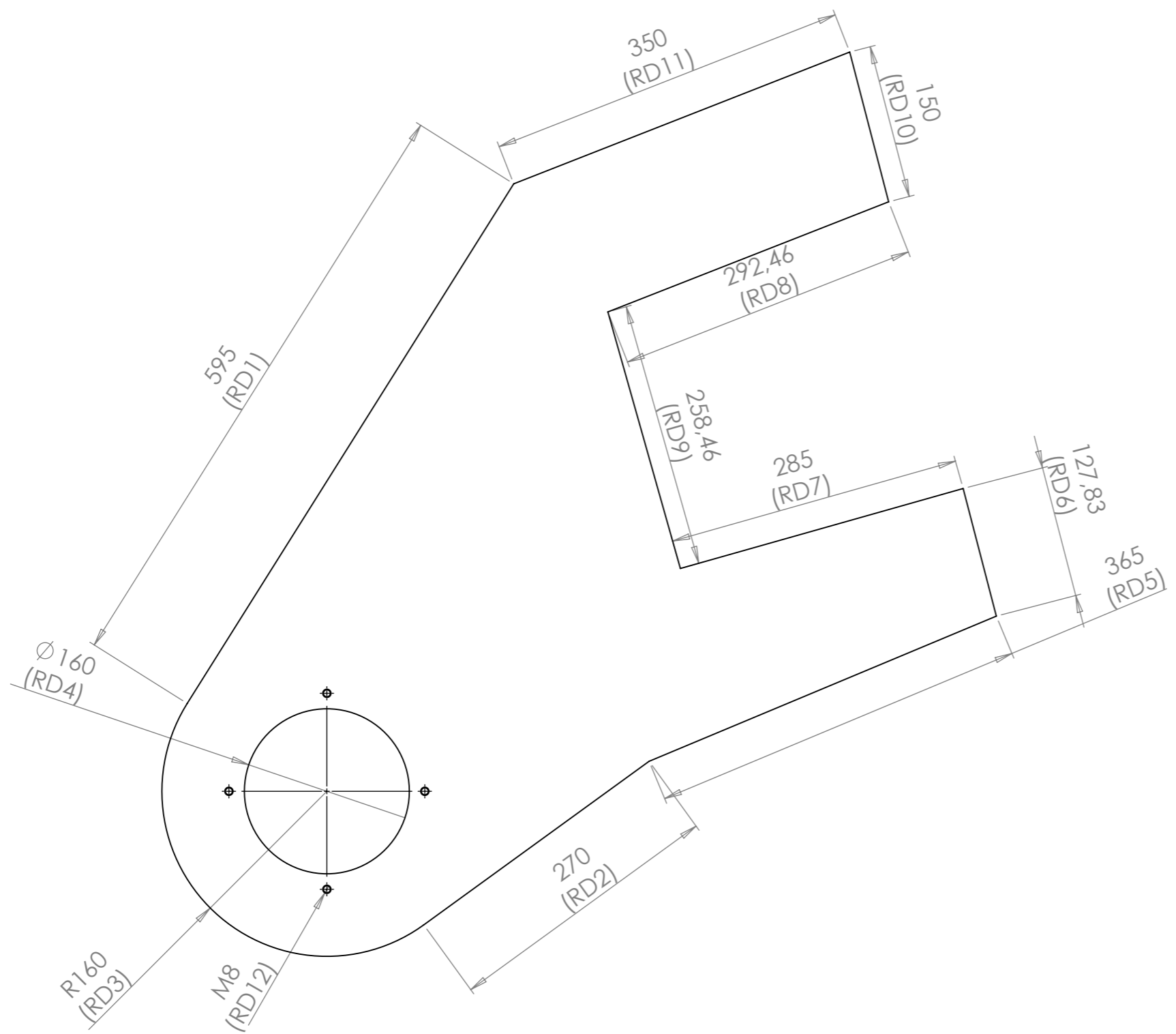
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		porte couteau mobile	ENP Dep G.MECANIQUE
Etudiant	Boutriche.A			
Promoteur	Guergueb			
Promoteur	Belhadeb			



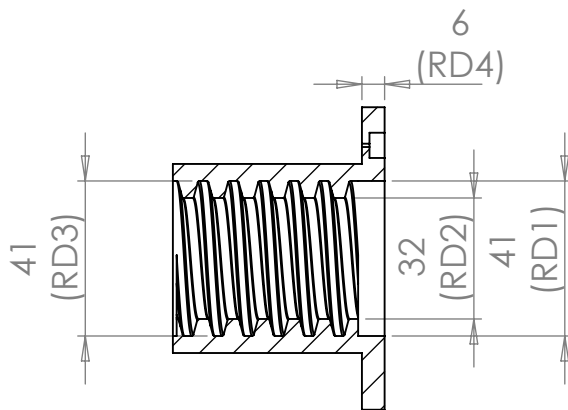
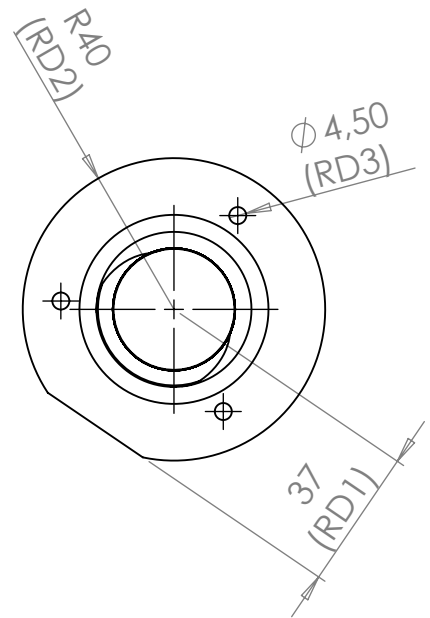
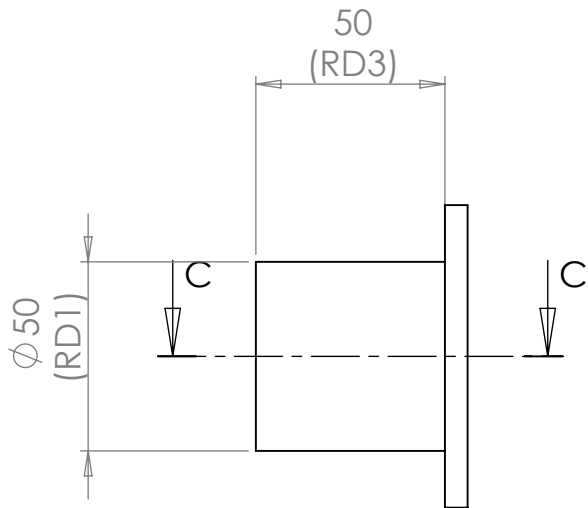
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		couteau mobile	ENP Dep G.MECANIQUE
1:10				
Etudiant	Boutriche.A			
Promoteur	Guergueb			
Promoteur	Belhadeb			



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

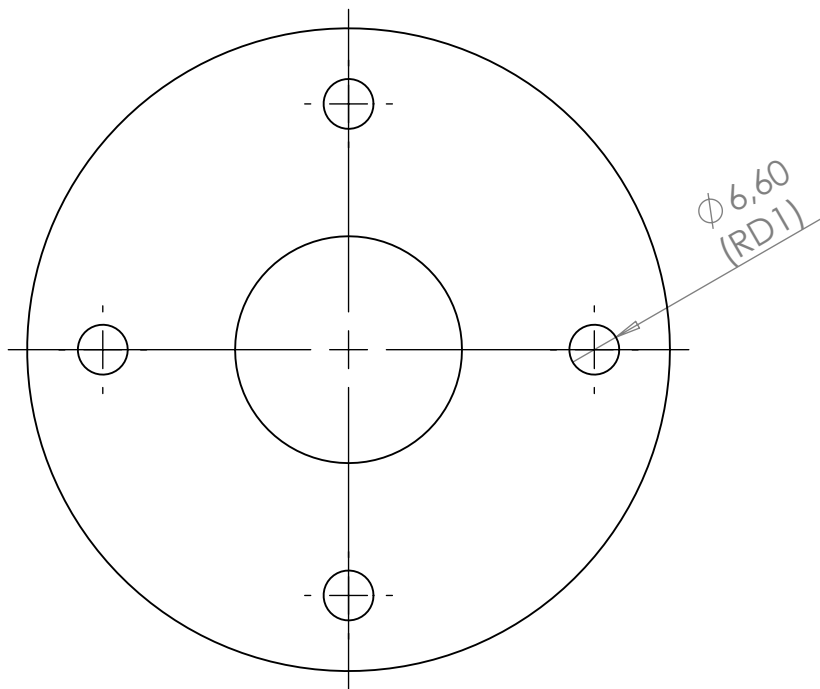
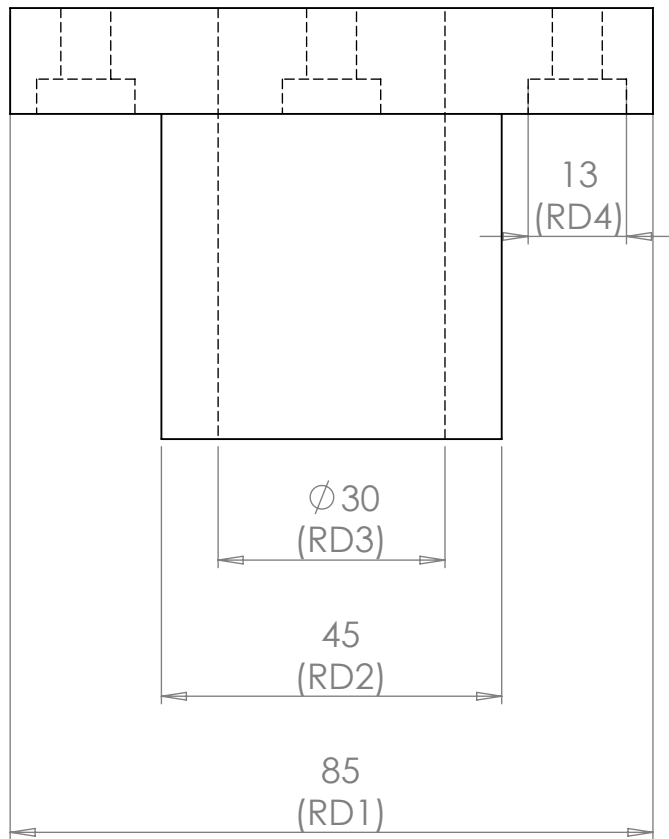
Echelle	Masse		pondule	ENP Dep G.MECANIQUE
Etudiant	Boutriche.A			
Promoteur	Guergueb			
Promoteur	Belhadeb			



COUPE C-C

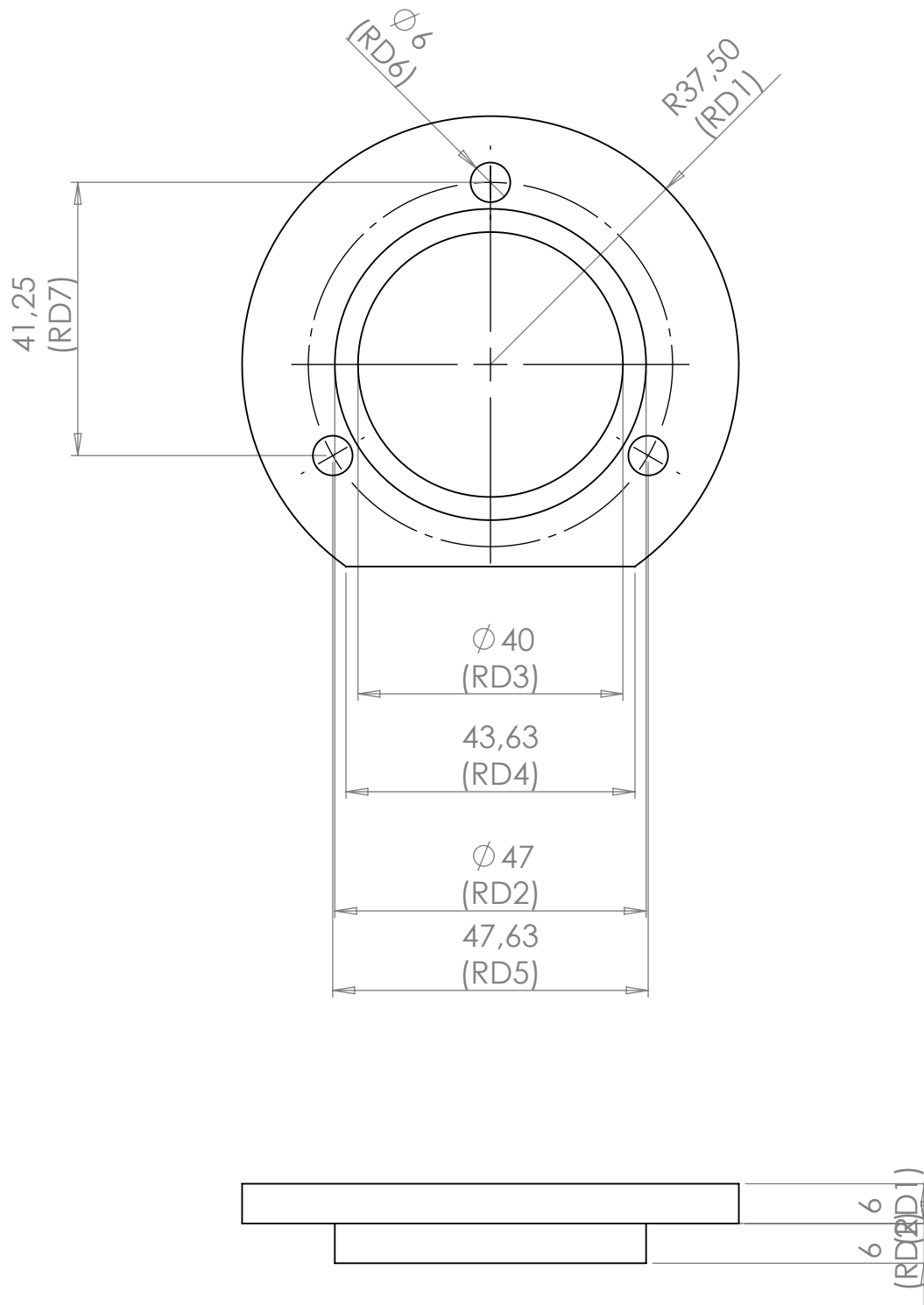
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		ecrou	ENP Dép G.MECANIQUE
Etudiant	Boutriche.A			
Promoteur	Guergueb			
Promoteur	Blehadef			



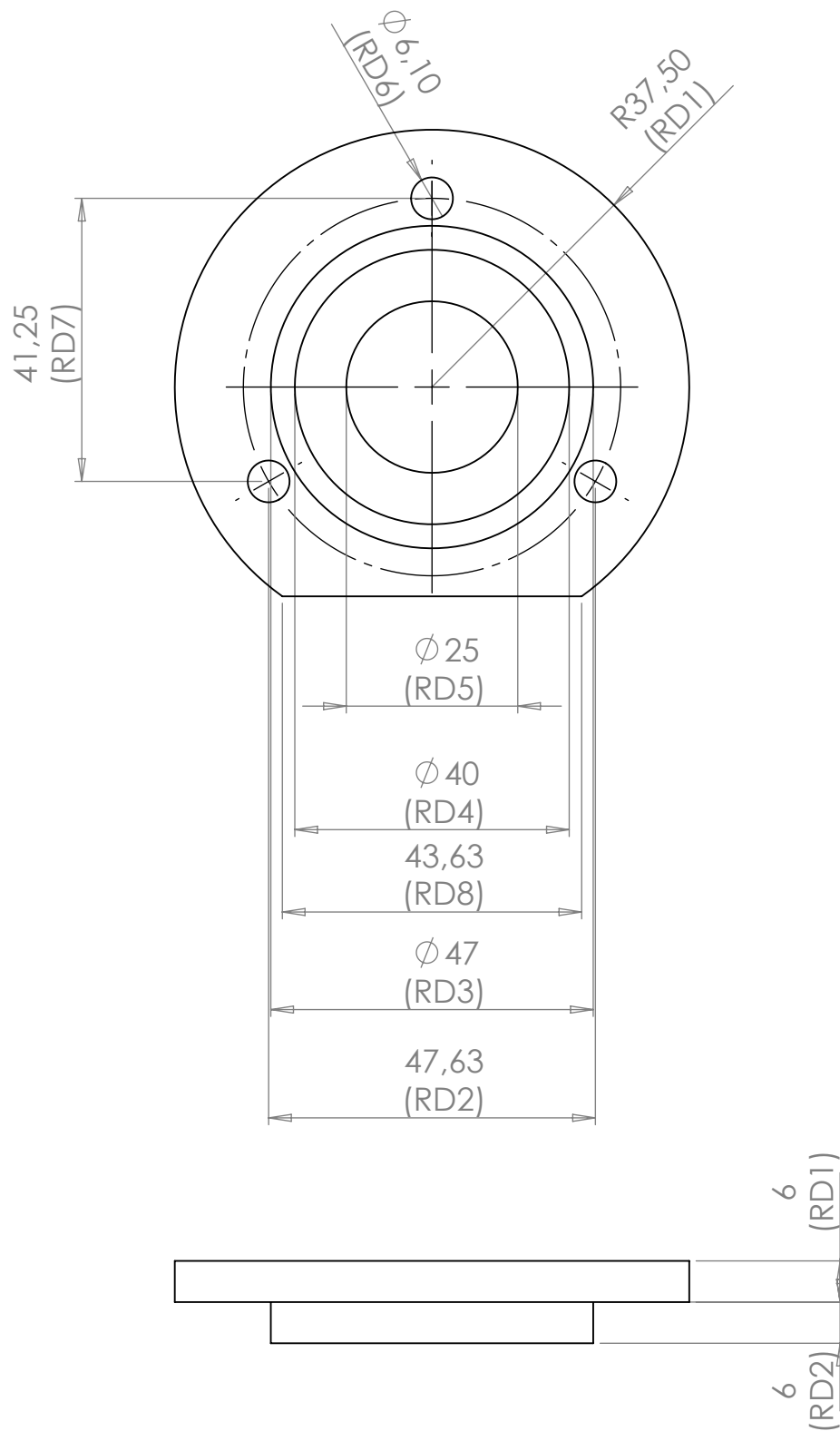
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		palier 2	ENP Dép G.MECANIQUE
Etudiant	Boutriche.A			
Promoteur	Guergueb			
Promoteur	Blehadef			



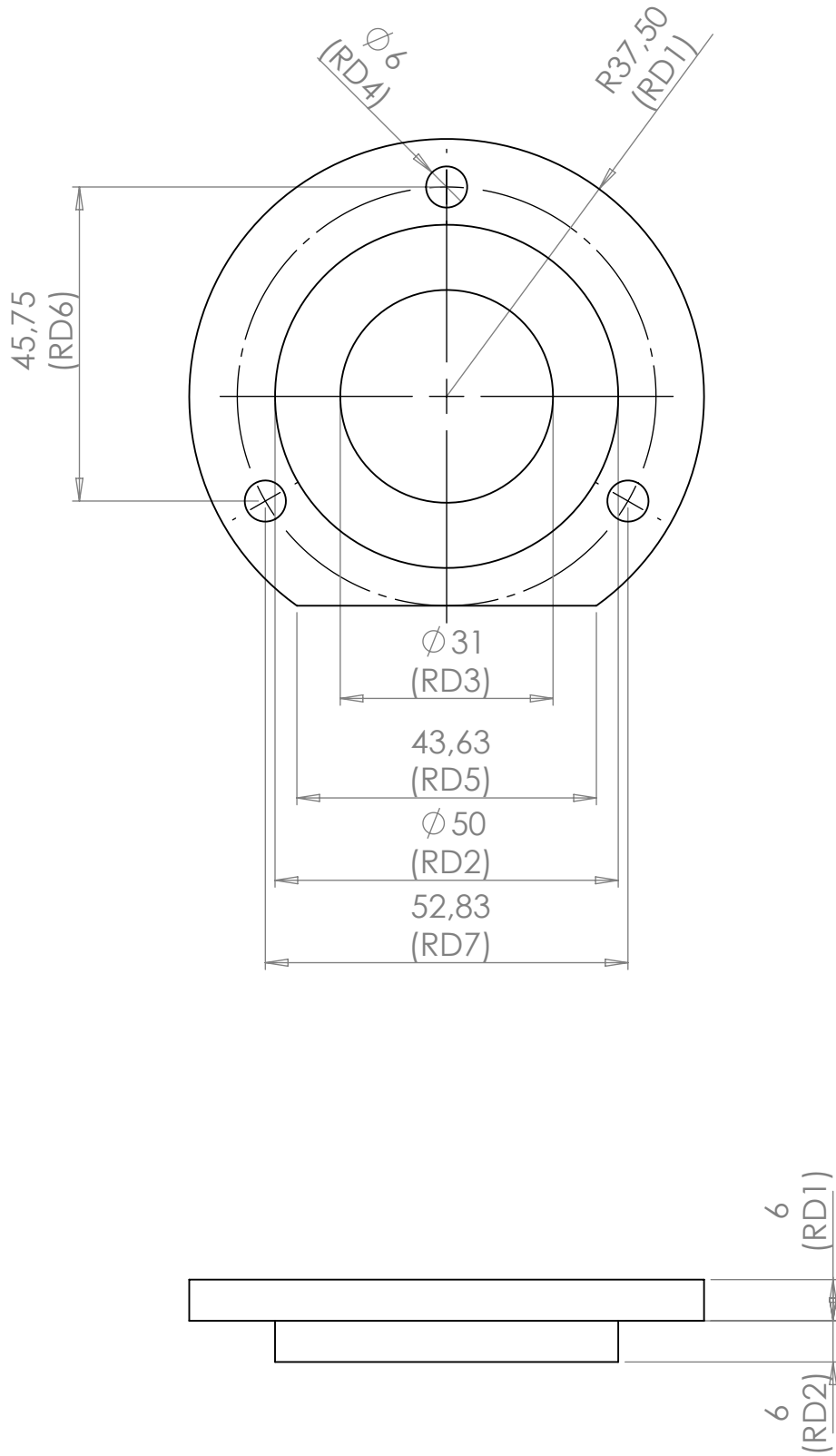
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		couvert 1	ENP Dép G.MECANIQUE
Etudiant	Boutriche.A			
Promoteur	Guergueb			
Promoteur	Blehadef			



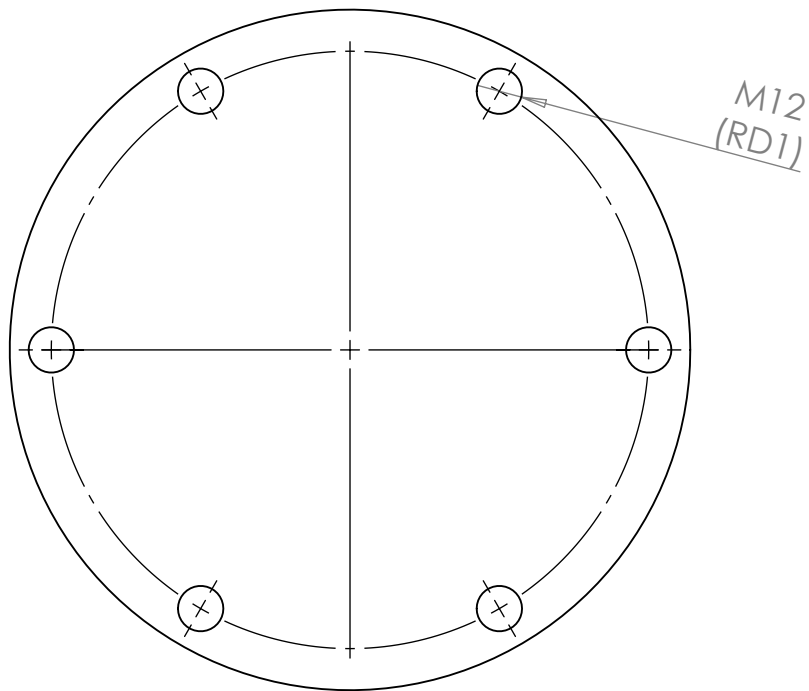
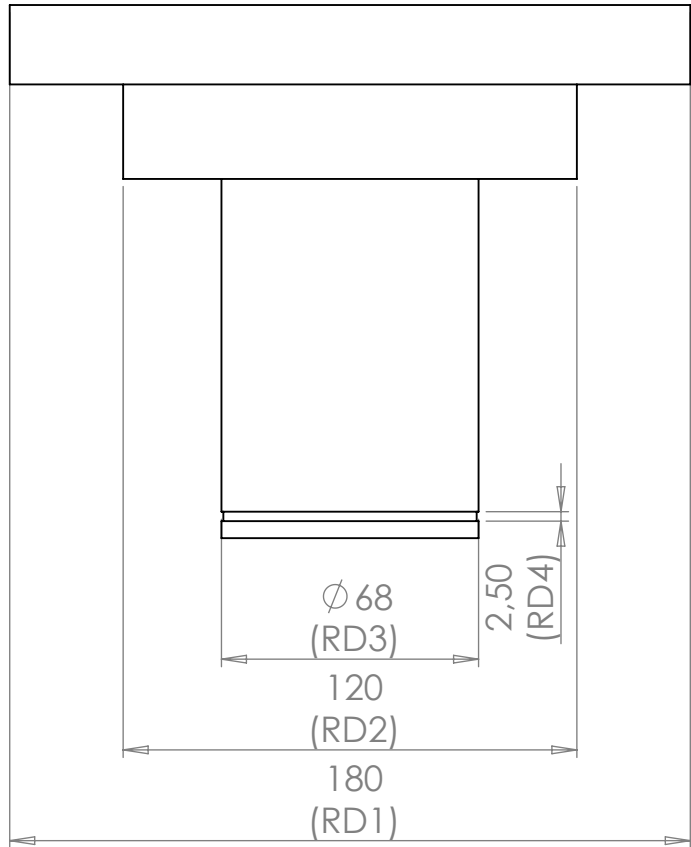
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		couvert 2	ENP Dép G.MECANIQUE
Etudiant	Boutriche.A			
Promoteur	Guergueb			
Promoteur	Blehadef			



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		<h2>couvert 3</h2>	<h2>ENP</h2> Dép G.MECANIQUE
Etudiant	Boutriche.A			
Promoteur	Guergueb			
Promoteur	Blehadef			



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		palier 1	ENP Dép G.MECANIQUE
Etudiant	Boutriche.A			
Promoteur	Guergueb			
Promoteur	Blehadef			