

République algérienne démocratique et populaire
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique

Projet de Fin d'Études
En vue de l'Obtention du Diplôme d'Ingénieur d'État en Génie Mécanique

Thème

**Conception sous SolidWorks
d'un vibreur circulaire**

Réalisé par :

Mohamed Abderrahmane

BENSALEM

Encadré par :

Mr. D. SAIDI

Mr. M. BOUAZIZ

Promotion 2015

Résumé

Dans ce mémoire, nous avons conçu un vibreur circulaire de petites dimensions par le logiciel Solidworks qui permet facilement de choisir les caractéristiques mécaniques convenables des organes de cette machine.

Le calcul des éléments de cet équipement est fait analytiquement ou par simulation avec le même logiciel.

La conception de ce vibreur circulaire permettra sa réalisation dans le futur et puis l'exploiter dans les expériences et les études sur le procédé de la tribofinition.

Mots clés : Solidworks, Conception, tribofinition, vibreur circulaire.

ملخص

من خلال هذه المذكرة قمنا بتصميم هزاز دائري ذو أبعاد صغيرة نسبيا بواسطة برنامج صوليدوروكس الذي يسمح بسهولة اختيار الخصائص الميكانيكية المناسبة لقطع هذه الآلة.

تم تصميم عناصر هذه الآلة حسابيا أو بالمحاكاة باستعمال نفس البرنامج.

سيسمح تصميم هذا الهزاز الدائري بصناعته مستقبلا و من ثمة استغلاله في اجراء التجارب و الدراسات حول عملية التشطيب الاهتزازي.

كلمات مفتاحية : صوليدوروكس, تصميم, التشطيب الاهتزازي, هزاز دائري .

Abstract

In this graduation document, we have designed a small circular vibrator by the SolidWorks software which help us to choose the suitable mechanical properties for all of machin's organs.

The machine elements calculation is made analytically or by simulation with the same software.

The design of this circular vibrator makes its realization possible in the future and then its exploitation in the experiences and studies about the vibratory finishing method.

Keywords : Solidworks, design, vibratory finishing, circular vibrator.

Remerciements

D'abord, je remercie Dieu tout puissant, notre créateur, qui m'a donné le courage et la volonté qui m'ont permis de parachever ce projet de fin d'études.

Je tiens à remercier mes encadreurs Mr. D. SAIDI et Mr. M. BOUAZIZ qui m'ont accompagnés le long de ce projet, par leurs aides, conseils, encouragements, motivations afin de développer la thématique proposée de la meilleure façon possible.

Je remercie une autre personne qui est Mme. G. VOGUET à qui j'adresse un grand respect vu son accompagnement des étudiants en terme de rédaction des différentes parties des mémoires.

Je remercie mes enseignants qui m'ont appris en plus du savoir technique, la sagesse, la patience, le sérieux, l'esprit de la recherche et de la découverte, ce qui m'a poussés à tenir jusqu'au bout le long de la période de ce projet.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail

à mes très chers parents

à mon frère et ma sœur

à tous les membres de ma grande famille

*à mes collègues avec qui j'ai partagé
les années de l'université*

Table des matières

Résumé	01
Remerciements	02
Dédicaces	03
Tables des matières	04
Liste des figures	07
Liste des tableaux	10
Nomenclature	11
Introduction générale	15
Chapitre I : Notions fondamentales sur la tribofinition	
Introduction	17
1. Informations utiles sur la tribofinition	17
2. La méthode de la tribofinition	18
2.1. Les paramètres de tribofinition	18
2.1.1. La vitesse d'impact des médias sur les pièces à traiter	19
2.1.2. L'accélération de l'impact	19
2.1.3. La force de l'impact entre les médias et les pièces à traiter	20
2.1.4. Energie de l'impact des médias sur les pièces	20
2.1.5. La pression de contact dans la zone de l'impact	21
2.1.6. La température dans la chambre de travail	21
2.2. Les aspects de la tribofinition	23
2.2.1. Les aspects mécaniques	23
2.2.2. Les aspects géométriques	32
2.2.3. Les aspects métallurgiques	35
Chapitre II : Notions fondamentales sur les types et les accessoires des vibrateurs	
Introduction	45
1. Equipements de tribofinition	45
1.1. Les vibrateurs	45

1.2. Les tonneaux rotatifs	54
1.3 Les centrifugeuses à fond tournant	54
1.4 Les centrifugeuses satellitaires	55
1.5 Les tamiseurs	55
1.6 Les sécheurs	56
2. Les médias	56
2.1. Le rôle des abrasifs	56
2.2. Les caractéristiques des médias	57
3. Les additifs chimiques	59
3.1. Les additifs liquides	60
3.2. Les additifs en poudre	62
3.3 Les additifs en pâte	63
Chapitre III : Conception du vibreur circulaire (différents organes du vibreur)	
Introduction	64
1. Vibreur circulaire	64
1.1. Moteur électrique	66
1.2. Arbre du vibreur	71
1.2.1. Dimensionnement de l'arbre principal	71
1.2.2. Balourds	75
1.2.3. Choix des roulements	78
Calcul des réactions	78
Calcul de la flèche	78
Choix des roulements	79
1.3. Chambre de travail	80
1.4. Support d'appui	82
2. Calcul d'ajustements	84
Conclusion	85
Chapitre IV : schémas cinématiques et liaisons mécaniques	
Introduction	86

1. Groupe Cinématiques	86
2. Graphes des liaisons	87
3. Les principales liaisons mécaniques et leurs caractéristiques	89
4. Identification des liaisons entre les organes du même groupe	93
5. Identification des liaisons entre les groupes	96
6. Schéma cinématique globale	97
Conclusion	98
Conclusion générale	99
Références bibliographiques	100
Annexe	101

Liste des figures

Chapitre I

Fig. 1.1 - signal harmonique. [PLU, 2004].	22
Fig. 1.2 - Signaux périodiques non harmoniques. [PLU, 2004].	23
Fig. 1.3 - Signaux transitoires. [PLU, 2004].	23
Fig. 1.4 - Signal aléatoire. [PLU, 2004].	24
Fig. 1.5 - Système mécanique à un degré de liberté. [PLU, 2004].	24
Fig. 1.6 - Disque en rotation dans un fluide visqueux. [PLU, 2004].	24
Fig. 1.7 - Déformations plastiques. [FLA, 2013].	26
Fig. 1.8 - Ecailles. [FLA, 2013].	27
Fig. 1.9 - Microécailles. [FLA, 2013].	27
Fig. 1.10 - Usure à faible glissement spécifique. [FLA, 2013]	28
Fig. 1.11 - Usure induite par petits débattements. [FLA, 2013].	29
Fig. 1.12 - Grippage. [FLA, 2013].	30
Fig. 1.13 - Endommagement provoqué par le passage d'un courant électrique. [FLA, 2013].	30
Fig. 1.14 - Relevé d'un profil d'état de surface. [BOU, 1991].	31
Fig. 1.15 - variation relative des prix de revient en fonction de la rugosité réalisée. [BOU, 1991].	33
Fig. 1.16 - Les écarts géométriques d'un profil. [RAP, 2005].	35
Fig. 1.17 - Essai Brinell. [FRA, 2005].	40
Fig. 1.18 - Essai Rockwell. [FRA, 2005].	42

Chapitre II

Fig. 2.1 - Vibrateur circulaire. [INT5].	45
Fig. 2.2 - Schéma descriptif d'un vibrateur circulaire.	46
Fig. 2.3 - Vibrateur circulaire à grand rayon. [INT3].	47
Fig. 2.4 - Schéma d'un vibrateur circulaire avec une chambre de travail hélicoïdale.	48
Fig. 2.5 - Un vibrateur circulaire spiral de type Rotomatic. [INT3].	48
Fig. 2.6 - Schéma d'un vibrateur linéaire.	49
Fig. 2.7 - Vibrateur linéaire. [INT3].	50

Fig. 2.8 - Schéma d'une machine multibroche de type Smuritropie.	50
Fig. 2.9 - Machine multibroche de type Smuritropie. [INT3].	51
Fig. 2.10 - Machine monobroche. [INT3].	52
Fig. 2.11 - Tonneau rotatif. [INT1].	53
Fig. 2.12 - Centrifugeuse à fond tournant. [INT1].	53
Fig. 2.13 - Centrifugeuse satellitaire. [INT1].	54
Fig. 2.14 - Tamiseur. [INT1].	55
Fig. 2.15 - Sécheur. [INT1].	55
Fig. 2.16 - Médias (abrasifs sous plusieurs formes, tailles et matériaux).	57
Fig. 2.17 - Additifs liquides. [INT1].	59
Fig. 2.18 - Additifs en poudres. [INT7].	61
Fig. 2.19 - Additifs en pâte. [INT7].	62

Chapitre III

Fig. 3.1 - Vibrateur circulaire conçu sous Solidworks.	64
Fig. 3.2 – Dessin de définition du vibrateur circulaire.	65
Fig. 3.3 - Moteur électrique d'entraînement du vibrateur.	66
Fig. 3.4 - Dessin d'ensemble de l'organe 2.	67
Fig. 3.5 - Dessin d'ensemble de l'organe 3.	68
Fig. 3.6 - Dessin d'ensemble de l'organe 4.	69
Fig. 3.7 - Dessin d'ensemble de l'organe 5.	70
Fig. 3.5 - L'arbre du vibrateur conçu sous Solidworks.	73
Fig. 3.6 - Dessin de définition de l'arbre du vibrateur.	74
Fig. 3.7.a - Balourd fixe conçu sous Solidworks	75
Fig. 3.7.b - L'emplacement du balourd fixe sur l'arbre principal du vibrateur.	75
Fig. 3.8.a - Balourd réglable conçu sous Solidworks.	75
Fig. 3.8.b - L'emplacement du balourd réglable sur l'arbre du vibrateur.	75
Fig. 3.9 - Dessin de définition du balourd fixe.	76
Fig. 3.10 - Dessin de définition du balourd réglable.	77
Fig. 3.11 - Schéma de calcul des réactions.	78
Fig. 3.12 - Roulement à rouleaux coniques.	79

Fig. 3.13 - Chambre de travail conçue sous Solidworks.	80
Fig. 3.14 - Dessin de définition de la chambre de travail.	81
Fig. 3.15 - Support d'appui en 3D sous Solidworks.	82
Fig. 3.16 - Dessin de définition du support d'appui.	83
Fig. 3.17 - Comparaison des intervalles de tolérances. [INT6].	84
Fig. 3.18 - Les trois types d'ajustements. [INT6].	84

Chapitre IV

Fig. 4.1 - Groupe 2 conçu sous Solidworks.	86
Fig. 4.2 - Groupe 3 conçu sous Solidworks.	87
Fig. 4.3 - Groupe 4 conçu sous Solidworks.	87
Fig. 4.4 - Groupe 5 conçu sous Solidworks.	88
Fig. 4.5 - Graphe des liaisons.	88
Fig. 4.6 - Les liaisons simples.	90
Fig. 4.7 - Les liaisons composées.	90
Fig. 4.8 - Schéma cinématique du groupe 1.	93
Fig. 4.9 - Schéma cinématique du groupe 2.	94
Fig. 4.10 - Schéma cinématique du groupe 3.	94
Fig. 4.11 - Schéma cinématique du groupe 4.	95
Fig. 4.12 - Schéma cinématique du groupe 5.	95
Fig. 4.13 - Schéma cinématique globale du vibreur circulaire.	97

Liste des tableaux

Chapitre I

Tableau 1.1 - Différents ordre de grandeurs de irrégularités géométriques. [BOU, 1991].	32
Tableau 1.2 - Les écarts géométriques, leurs profils et la fréquence des défauts [RAP, 2005].	34
Tableau 1.3 - Classement « pratique » des différents écarts géométriques. [RAP, 2005].	34
Tableau 1.4 - Effets et origines possibles des différents écarts. [RAP, 2005].	35
Tableau 1.5 - Pénétrateurs Brinell, Rockwell, Vickers, Knoop et Berkovich. [FRA, 2005].	38
Tableau 1.6 - Notation de la dureté Brinell selon le diamètre de la bielle D, le rapport de charge $0,102 \frac{F}{D^2}$ et la charge appliquée. [FRA, 2005].	41
Tableau 1.7 - Rapport de charge à utiliser selon la dureté de divers matériaux. [FRA, 2005].	41
Tableau 1.8 - Différents échelles de dureté Rockwell. [FRA, 2005].	43
Tableau 1.9 - Formules de calcul de la dureté Rockwell. [FRA, 2005].	44

Chapitre II

Tableau 2.1 - Différents additifs chimiques liquides.	60
Tableau 2.2 - Différents additifs chimiques en poudre.	62

Nomenclature

Alphabet latin

m/s : unité de mesure de la vitesse dans le système SI.

m/s^2 : unité de mesure de l'accélération dans le système SI.

Kg, : unité de mesure de la masse dans le système SI.

kgf/mm^2 : unité de mesure de la pression (équivalente au Pa dans le système SI).

k_v : coefficient de perte de vitesse.

A : l'amplitude (mm)

N : vitesse de rotation (tours/min).

t : le temps (s).

A_x : amplitude d'oscillation selon l'axe x (mm).

A_y : amplitude d'oscillation selon l'axe y (mm).

C : coefficient empirique.

L : distance de la paroi de la chambre de travail jusqu'au point de la particule (mm).

a_x : accélération de l'impact selon l'axe x.

a_y : accélération de l'impact selon l'axe x.

a : résultante des accélérations.

a_{max} : valeur maximale de l'accélération.

F_{pf} : force de l'impact entre les médias et des pièces fixes.

F_{pl} : force de l'impact entre les médias et des pièces libres.

m : masse des particules (g).

V_{im} : vitesse de l'impact (m/s).

R_b : rayon de la bille (mm).

k_n : coefficient qui prend en considération l'impact répétitif des particules dans un seul endroit.

k_m : coefficient qui prend en considération la simultanéité d'action des particules.

k_g : coefficient qui prend en considération les propriétés d'amortissement du milieu actif au moment de l'impact.

k : coefficient de régénération (récupération).

B : quantité d'énergie de l'impact et du déplacement des pièces chargée librement.

E : énergie de l'impact des média sur les pièces.

d : le diamètre de l'empreinte (mm).

D : le diamètre de la bille (mm).

$P_{c\ max}$: pression de contact dans la zone de l'impact.

F : la force de l'impact (kgf).

a, b : les dimensions des demi-axes de la surface de contact (mm).

T : température dans la chambre de travail.

V_i : vitesse d'interaction des media et des pièces à traiter (m/s).

V_{ch} : vitesse de déplacement des points de la chambre de travail (m/s).

c_s : chaleur spécifique.

n : coefficient de proportionnalité.

r : rayon de l'empreinte.

R : rayon de la bille (medias du milieu actif)

k_m : coefficient qui prend en considération la simultanéité d'action des particules.

k_g : coefficient qui prend en considération les propriétés d'amortissement du milieu actif au moment de l'impact.

k : coefficient de régénération (récupération).

f : fréquence (Hz)

t : temps (s)

X : amplitude du signal.

a : amplitude maximale du signal.

P : profil primaire d'un écart géométrique.

W : profil d'ondulation d'un écart géométrique.

R : profil de rugosité d'un écart géométrique.

E_1 , et E_2 : modules de Young de la bille (indice 1) et du bloc testé (indice 2).

R_p : limite d'élasticité.

R_m : résistance à la traction.

n : exposant d'écrouissage.

H : dureté absolue de Hertz.

N : (Newton) unité de mesure des forces dans le système SI.

dm^3 : unité de mesure du volume.

CrO_3 : l'anhydride chromique.

kW : unité de mesure de la puissance.

R_{pg} : résistance pratique élastique au glissement.

M_t : moment de torsion (N.m).

M_f : moment de flexion (N.m).

P : poids des balourds (N).

l : distance entre la section moyenne sur laquelle sont montés les deux balourds et la section d'appui (mm).

R_e : limite d'élasticité.

28Cr4 : acier faiblement allié.

g/m^3 : unité de mesure de la densité volumique.

$\sum M_A$: la somme des moment par rapport au point A.

Q : poids des balourds.

R_A : force de réaction au point A.

R_B : force de réaction au point B.

E : module de Young.

I : moment quadratique (mm^4).

ES : écart supérieur de l'alésage.

EI : écart inférieur de l'alésage.

ei : écart inférieur de l'arbre.

es : écart supérieur de l'arbre.

J_{max} : jeu maximum de l'ajustement.

J_{min} : jeu minimum de l'ajustement.

Alphabet grec

ω : vitesse angulaire d'oscillation (rad/s).

σ_e : limite d'élasticité des matériaux des pièces à traiter (MPa ou N/mm^2).

ϑ_1, ϑ_2 : les coefficients d'élasticité caractérisant les matériaux des objets en interaction.

$\sum \rho$: la somme des rayons de retour de la courbure principale des surfaces de contact.

γ : densité du matériau.

v : volume de l'empreinte.

ω : pulsation.

φ : déphasage temporaire.

ν_1, ν_2 : coefficients de Poisson de la bille (indice 1) et du bloc testé (indice 2).

σ_{moy} : contrainte moyenne sur l'aire de contact.

σ_{max} : contrainte maximale au centre de l'aire de contact.

σ_e : contrainte équivalente de Von Mises (Pa).

σ_t : contrainte normale de traction / compression (Pa).

σ_f : contrainte normale de flexion (Pa).

τ_t : contrainte tangentielle de torsion (Pa).

τ_c : contrainte tangentielle de cisaillement (Pa).

Acronymes

3D : vue en perspective en trois dimensions.

EHD : contacts élastohydrodynamiques.

HB : la dureté du matériau des pièces à traité (essai de brinell).

HBW : dureté de Brinell.

HME : dureté de Meyer.

HRC : dureté de Rockwell échelle C.

HRB : dureté de Rockwell échelle B.

HV : dureté de Vickers.

ISO 286-2 : la norme des écarts dimensionnels.

ISO 355-3 - 3CC80 - Full,DE,AC,Full : nom de la configuration choisie de la gamme des roulements choisie.

ISO 3952-1, NF E04-015, AFNOR (NF EN 23952) : norme des caractéristiques des liaisons mécaniques.

PH : le potentiel hydrogène, échelle de mesure de l'activité chimique des H⁺.

SKF LGEM 2 : symbole de la graisse utilisée.

Introduction générale

Dans le domaine de l'industrie mécanique, il existe 4 procédés pour la fabrication d'une pièce, parmi ces procédés nous avons :

- 1- Le traitement par enlèvement de la matière (usinage)
- 2- Le traitement par déformation plastique (à chaud et à froid)
- 3- Le traitement par coulée (moulage)
- 4- Le traitement par assemblage.

Dans le présent travail, je m'intéresse à la conception de vibreur circulaire, cet équipement sert pour le traitement mécanique de surface par vibration qui se nomme la tribofinition.

Le terme « tribofinition », est composé de deux parties, *tribo*, qui vient du latin et qui veut dire frotter, et *finition*, qui signifie achever la pièce ; autrement dit, c'est l'opération qui doit être en dernière phase de toutes les opérations.

Ce procédé, qui a été utilisé au cours des 50 dernières années, utilise la technique vibratoire pour améliorer l'état de surface, et réaliser des opérations telles que le polissage, le rayonnage, l'ébavurage, le décalaminage, le lissage, la désoxydation, le décapage, le dégraissage, le grenailage, le matage le brillantage, etc.

Il permet de traiter les différentes matières, bois, verre, composites, acier, aluminium, inox. La grande régularité et répétition des traitements convient particulièrement aux industries de pointe, aéronautiques, nucléaire, médicale, agro-alimentaire, etc.

Le vibreur circulaire conçu par le logiciel SolidWorks est une machine qui se compose de plusieurs éléments. Un moteur électrique d'une puissance de 1.1 KW transmettant le mouvement à l'arbre principal sur lequel sont montés sur ces deux extrémités des balourds qui sont des masselottes déséquilibrées et qui ont pour but de générer les vibrations. Le mouvement vibratoire arrive à la chambre de travail qui a une forme circulaire recouvert d'une couche de polyuréthane permettant de protéger les pièces et les médias contre les chocs. La chambre de travail repose sur un support fixé au sol à l'aide des éléments élastiques qui ont un rôle d'amortir les vibrations.

Notre travail consiste à faire une conception d'un vibreur circulaire sous SOLIDWORKS tout en tenant compte des éléments suivants :

- capacité de la chambre de travail,
- type du support d'appui,
- puissance du moteur,
- charge et position des balourds,

Le dimensionnement de cette machine est basé sur le besoin de ces activités de recherche, et sa conception a été inspirée des autres machines déjà fabriquées.

Le mémoire est subdivisé en 4 chapitres :

Le premier chapitre, est consacré aux notions fondamentales de la tribofinition pour faciliter la compréhension de ce procédé de traitements des pièces mécaniques en décrivant ses caractéristiques et ses aspects mécaniques, géométriques et métallurgiques.

Le deuxième chapitre, est réservé aux différents types d'équipements utilisés en tribofinition, ainsi que leurs accessoires à savoir, les médias jouant le rôle d'ouï non guidés, les additifs chimiques servant à évacuer les oxydes et les particules détachées par l'oxydation et l'abrasion.

Le troisième chapitre, porte sur la conception du vibreur circulaire en s'appuyant sur la documentation technique et l'utilisation du logiciel SolidWorks. On décrit les différents organes de la machine conçue en faisant les dessins techniques des différentes pièces, des sous-ensembles et de l'assemblage global.

Enfin, le dernier chapitre, est dédié aux schémas cinématiques et aux liaisons mécaniques des sous-ensembles et de l'ensemble.

Chapitre I

Notions fondamentales sur la tribofinition

Introduction

Dans le domaine de la fabrication mécanique, il existe plusieurs procédés pour la réalisation des pièces : le moulage qui consiste à placer un matériau (liquide, pâte, poudre, ...) dans un moule dont il prendra la forme, la déformation plastique à chaud (forgeage, matriçage, estompage, ...) ou à froid (pliage, emboutissage, découpage, ...), l'assemblage (soudage, rivetage, ...) l'enlèvement de matière (tournage, fraisage, perçage, rectification, ...). On finit avec le procédé par impact qui englobe le micro-billage, par force centrifuge, par effet électromagnétique, par dispositif bille-tige et en fin la tribofinition (la vibro-abrasion).

Le mot désignant le procédé effectué par cette machine est *tribofinition*. Il est composé de deux parties, *tribo*, qui vient du latin et qui veut dire frotter et, *finition*, qui est l'opération servant à améliorer l'état de surface des pièces pour qu'elles puissent répondre à des conditions de fonctionnement précises. On peut donc dire que la tribofinition est l'opération qui sert à améliorer l'état de surface des pièces par frottement.

Le mot vibro-abrasion est un autre nom pour le même procédé, qui signifie, à son tour, l'enlèvement de matière par un liant (diamant par exemple) à l'aide des vibrations.

1. Informations utiles sur la tribofinition

- La tribofinition s'est inspirée de la nature où l'écoulement constant de l'eau transforme par érosion les pierres brutes en galets parfaitement polis.
- Pour l'industrie la tribofinition exploite les phénomènes de friction dans un environnement chimique contrôlé.
- Pour les abrasifs il en existe plus de 6500 modèles différents et leur taille peut être inférieure au dixième de millimètre.
- Le polissage, l'ébavurage, le rayonnage, la désoxydation, le sablage, le grenailage, le décapage, le décalaminage, le lissage, le dégraissage sont quelques exemples courants d'application de la tribofinition.
- Une nouvelle tendance visant à obtenir des états de surface sensiblement améliorés ou des temps de cycle réduits dans le cas d'ébavurages délicats ou avec des matériaux durs a fait apparaître des équipements fonctionnant non pas sur le principe vibratoire mais sur des mouvements rotatifs complexes. C'est le cas pour le polissage ou ébavurage par centrifugeuse satellitaire. [INT5]

2. La méthode de la tribofinition

La tribofinition est un procédé chimico-mécanique qui a pour but d'enlever les toutes petites particules du métal et ses oxydes dans un milieu actif contrôlé (médiats-additifs chimiques). L'objectif de ce procédé est d'améliorer les caractéristiques géométriques, mécaniques et métallurgiques, à savoir, l'état de surface (diminution de la rugosité), la dureté et la micro-

dureté de la couche superficielle, la tenue en fatigue des matériaux (durabilité des matériaux), la taille des grains pour les matériaux poly-cristallins.

Ce procédé est caractérisé par les propriétés physiques des medias, les caractéristiques du matériau de la pièce à traiter, les paramètres dynamiques du processus qui reflètent le régime du traitement, la composition, les propriétés et la qualité de l'additif chimique.

2.1. Les paramètres de la tribofinition [BED, 2009]

L'intensité du traitement par tribofinition dépend du régime du traitement (amplitude, fréquence, durée du traitement, taille et forme des particules), et de plusieurs autres paramètres. Les pièces sont caractérisées par leur milieu d'utilisation et les conditions de travail.

Ces paramètres sont physico-mécaniques :

- la force de l'impact,
- la vitesse et l'accélération des particules,
- la pression de contact, les contraintes et l'énergie de l'impact,
- la température dans la chambre du travail.

Nous avons remarqué que l'amplitude des oscillations dans la plupart des cas varie entre 0,5 et 5 mm. Elle atteint rarement 7 ou 8 mm, avec une basse fréquence qui varie entre 15 et 50 Hz.

Les plages des valeurs numériques des autres paramètres sont

- la vitesse des medias variant entre 0,5 et 1.0 m/s,
- l'accélération variant entre 20 et 150 m/s²,
- La force micro-impact variant entre 1,5 et 2.5 kgf,
- La pression de contact variant entre 700 et 1500 kgf /mm²,
- La température moyenne dans la chambre de travail en général située entre 30 et 40 ° C.

2.1.1. La vitesse d'impact des medias sur les pièces à traiter

Elle est déterminée à partir de la formule suivante :

$$V_i = V_{ch} \times k_v, \quad (1.1)$$

où :

$$\begin{cases} V_x = A_x \times \omega \times \sin \omega t \\ V_y = A_y \times \omega \times \cos \omega t \end{cases} \quad (1.2)$$

D'après la trajectoire du mouvement par la circonférence

$$\begin{cases} V_{ch} = K \times \omega \\ \omega = 2\pi f = \frac{2\pi N}{60} \approx \frac{N}{10} \end{cases} \Rightarrow V_{ch} \approx \frac{AN}{10}, \quad (1.3)$$

où :

V_i est la vitesse d'interaction entre les medias et les pièces à traiter (m/s),

V_{ch} , la vitesse de déplacement des points de la chambre de travail (m/s),

k_v , le coefficient de perte de vitesse,

A , l'amplitude (mm),

ω , la vitesse angulaire d'oscillation (rad/s),

N , la vitesse de rotation (tours/min),

t , le temps (s),

A_x et A_y , les valeurs de l'amplitude d'oscillation selon les axes x et y (mm),

K , un coefficient empirique,

L , la distance de la paroi de la chambre de travail jusqu'au point de la particule (mm).

2.1.2. L'accélération de l'impact

Elle peut être calculée à partir de la formule suivante :

$$a_x = A_x \times \omega^2 \times \cos \omega t \text{ (m/s}^2\text{)} \quad (1.4)$$

$$a_y = -A_y \times \omega^2 \times \sin \omega t \text{ (m/s}^2\text{)}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} a = A\omega^2 \sin(\omega t + \varphi) \text{ (m/s}^2\text{)} \\ a_{max} = A\omega^2 \end{array} \right.$$

2.1.3. La force de l'impact entre les medias et les pièces à traiter

Dans ce procédé, elle dépend du régime d'oscillation et des caractéristiques des particules et varie entre 0.5 et 5 Kgf.

Pour le traitement des pièces fixées, on écrit :

$$F_{pf} = 6V_i \sqrt{\frac{m\sigma_e R_b k_m k_g}{k_n}} \left(1 - \frac{3}{8}k\right) \text{ (kgf)} \quad (1.5)$$

Pour le traitement des pièces libres :

$$F_{pl} = 6V_i \sqrt{\frac{m\sigma_e R_b k_m k_g}{k_n}} B \text{ (kgf)}, \quad (1.6)$$

où : m est la masse des particules (g),

V_{im} , la vitesse de l'impact (m/s),

R_b , le rayon de la bille (mm),

σ_e , la limite d'élasticité des matériaux des pièces à traiter (MPa ou N/mm²),

k_n , le coefficient qui prend en considération l'impact répétitif des particules dans un seul endroit,

k_m , le coefficient qui prend en considération la simultanéité d'action des particules,

k_g , le coefficient qui prend en considération les propriétés d'amortissement du milieu actif au moment de l'impact,

k , le coefficient de régénération (récupération) et

B , le coefficient la quantité d'énergie de l'impact et du déplacement des pièces chargée librement.

2.1.4. Energie de l'impact des medias sur les pièces

Pour déterminer l'énergie de l'impact, on utilise la formule suivante :

$$E \approx \frac{HB.d^2}{6D}, \quad (1.7)$$

où : HB est la dureté du matériau des pièces à traité (essai de brinell),
d, le diamètre de l'empreinte (mm) et
D, le diamètre de la bille (mm).

2.1.5. La pression de contact dans la zone de l'impact

Elle est donnée par la relation suivante :

$$P_{c \max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F}{\pi ab} \quad (\text{Pa}), \quad (1.8)$$

où F est la force de l'impact (kgf),

a et b sont les dimensions des demi-axes de la surface de contact (mm) et peuvent être déterminées par la formule suivante

$$\begin{cases} a = \vartheta_1 \left[\frac{3}{8} \cdot \frac{F}{\sum \rho} (\vartheta_1 + \vartheta_2) \right]^{\frac{1}{3}} \\ b = \vartheta_2 \left[\frac{3}{8} \cdot \frac{F}{\sum \rho} (\vartheta_1 + \vartheta_2) \right]^{\frac{1}{3}} \end{cases} \quad (1.9)$$

où ϑ_1, ϑ_2 sont les coefficients d'élasticité caractérisant les matériaux des objets en interaction, et $\sum \rho$, la somme des rayons de retour de la courbure principale des surfaces de contact.

Suivant le procédé de la tribofinition, le plus important est l'impact de la surface sphérique sur la surface plane quand $a = b$.

Les dimensions du demi-axe des surfaces de l'impact sont :

$a = 0,0677 (F.D)^{\frac{1}{3}}$ (mm), où D est le diamètre de la bille (media du milieu actif).

2.1.6. Température dans la chambre de travail

L'aspect thermique de la tribofinition au niveau de la chambre de travail résulte de la collision des matériaux. Celle-ci engendre une température dans la zone de l'impact qui est déterminée sur la base de l'évolution de l'énergie cinétique dans un environnement du traitement de la surface au moment de l'impact :

$$T = \frac{m.V_i^2}{2} \cdot \frac{1}{427} \cdot \frac{(1-k^2)}{c_s \gamma n v} \quad (\text{K}), \quad (1.10)$$

où :

$$\left\{ \begin{array}{l} v = \frac{\pi.r^4}{4R} \\ T = \frac{2mV_{ch}^2 R(1-k^2)k_m k_g}{427 c_s \gamma n \pi r^4} \end{array} \right. \quad (\text{K}). \quad (1.11)$$

V_i est la vitesse d'interaction des media et des pièces à traiter (m/s),

V_{ch} , la vitesse de déplacement des points de la chambre de travail (m/s),

c_s , la chaleur spécifique,

γ , la densité du matériau,

n , le coefficient de proportionnalité,

v , le volume de l'empreinte,

r , le rayon de l'empreinte,

R , le rayon de la bille (les media du milieu actif),

m , la masse des particules,

k_m , le coefficient qui prend en considération la simultanéité d'action des particules,

k_g , le coefficient qui prend en considération les propriétés d'amortissement du milieu actif au moment de l'impact et

k , le coefficient de régénération (récupération).

2.2. Les aspects de la tribofinition

Ce procédé est un ensemble d'aspects dont les plus importants sont les aspects mécaniques, géométriques et métallurgiques.

2.2.1. Les aspects mécaniques

2.2.1.1. Les signaux et les systèmes [PLU, 2004]

- Les signaux

On désigne, sous ce vocable très général, toute grandeur pouvant avoir un effet sur une structure pour modifier son équilibre ou son comportement : force, tension, accélération, vitesse, pression acoustique, etc.

En simplifiant, on peut classer les différents signaux dans l'une des catégories suivantes.

Signaux harmoniques sont de la forme :

$$X(t) = a \cos(\omega t + \varphi), \quad (1.11)$$

ou $X(t) = a \sin(\omega t + \varphi)$,

avec X l'amplitude du signal,

a , l'amplitude maximale du signal,

ω , la pulsation : $\omega = 2\pi f$,

f , la fréquence,

t , le temps,

φ , le déphasage par rapport à l'origine des temps.

Ces signaux sont définis si l'on connaît a , ω et φ ; un changement d'origine permet de s'affranchir de φ .

La période est : $T = 1/f$ (1.12)

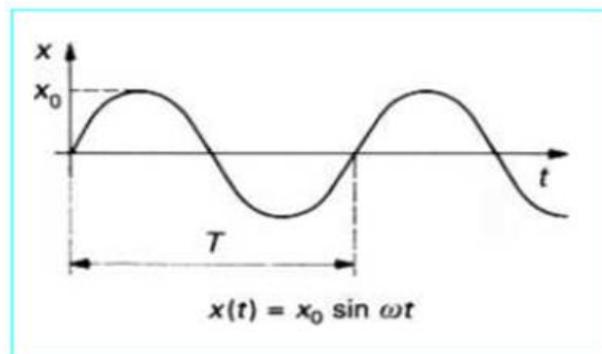


Fig. 1.1 – Signal harmonique. [PLU, 2004].

Signaux périodiques non harmoniques. Un signal connu à l'instant t et qui se trouve rigoureusement identique à l'instant $t \pm nT$ (n étant un nombre entier) est tel que :

$$X(t) = X(t \pm nT) \quad (1.13)$$

Sa fréquence est $f = 1/T$.

Si ce signal est une somme de signaux harmoniques de différentes amplitudes maximales (constantes) mais dont les pulsations sont multiples d'une pulsation dite fondamentale, le signal est, par définition, périodique non harmonique.

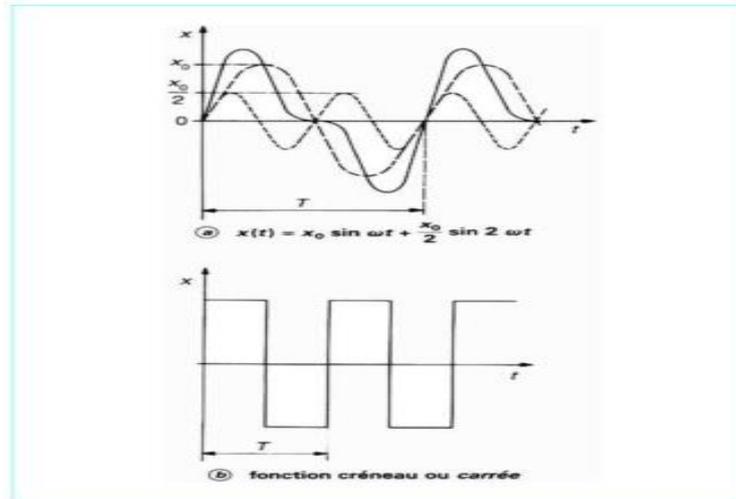


Fig. 1.2 – Signaux périodiques non harmoniques. [PLU, 2004].

Signaux quasi périodiques. Ceux sont des signaux non périodiques, mais qui peuvent être considérés comme la somme de signaux harmoniques dont les fréquences ne sont pas multiples d'une fréquence fondamentale. C'est le cas, par exemple, des efforts dynamiques d'engrènement de pignons.

Signaux transitoires. Ils sont produits pendant un intervalle de temps limité. Les chocs entrent dans cette catégorie.



Fig. 1.3 – Signaux transitoires. [PLU, 2004].

Signaux aléatoires. Leurs caractéristiques d'amplitude et de fréquence changent continûment en fonction du temps. Ce sont les plus délicats à analyser et leur étude nécessite généralement un enregistrement sur bande magnétique ou bande numérique qui permettra par une répétition périodique de les assimiler à un signal stationnaire.

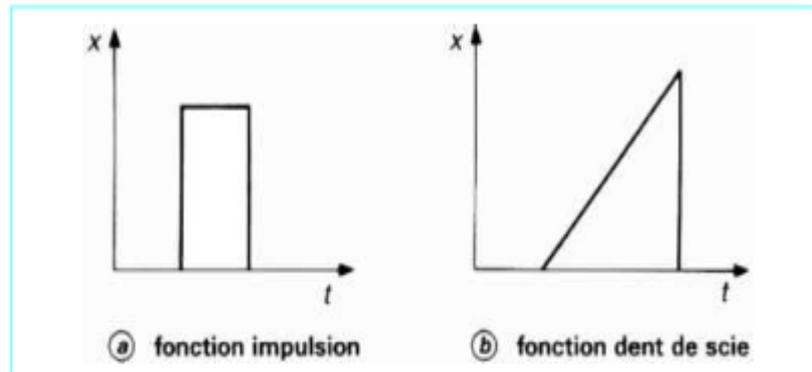


Fig. 1.4 – Signal aléatoire. [PLU, 2004].

- Les systèmes

Il est fondamental de définir le système avec un maximum de rigueur pour connaître son comportement lorsqu'il sera excité par un signal.

Dans la mesure du possible, on tentera de l'assimiler à l'une des formes suivantes, de préférence linéaire.

Systeme discret

Un système discret est dit *linéaire* lorsqu'il est constitué d'éléments permettant d'écrire les équations de son mouvement sous forme d'équations différentielles du second ordre à coefficients constants. Sa position, à un instant donné, dépend d'un nombre fini de paramètres. Si elle dépend d'une infinité de paramètres, le système est continu. Le nombre de variables de positions indépendantes x_1, x_2, \dots, x_n qu'il est nécessaire de choisir pour représenter le système à un instant donné correspond au nombre de degrés de liberté.

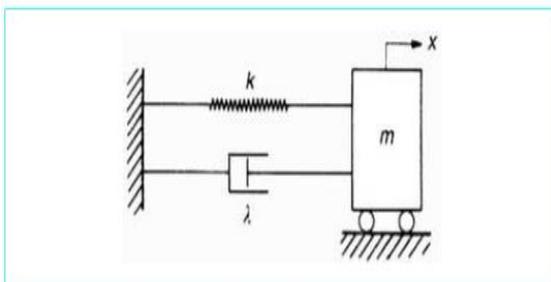


Fig. 1.5 – Système mécanique à un degré de liberté. [PLU, 2004].

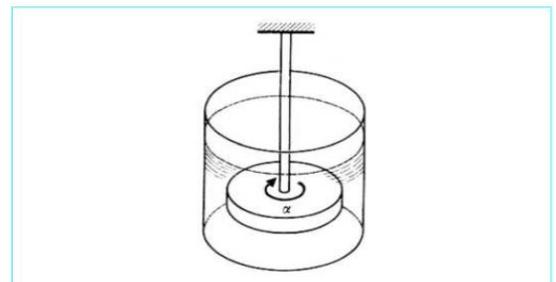


Fig. 1.6 – Disque en rotation dans un fluide visqueux. [PLU, 2004].

Un système discret peut aussi être un système à *un degré de liberté non linéaire*.

Systeme continu

Le nombre de degrés de liberté est infini (exemples : poutres, plaques, etc.). Le mouvement d'un point du système n'est plus fonction seulement du temps mais encore de l'espace. L'amortissement le plus fréquent est de nature structurale.

2.2.1.2. Les avaries de surface dans les contacts élastohydrodynamiques [FLA, 2013]

Les avaries de surface dans les contacts, et en particulier dans les contacts élastohydrodynamiques (EHD), ont fait l'objet de nombreuses études standards.

Cependant, les mécanismes qui gouvernent ces dégradations ne sont pas encore parfaitement connus. C'est ainsi que certains paramètres, par exemple la dureté du matériau ou la charge normale transmise, peuvent être à l'origine d'endommagements différents. Tout classement est donc arbitraire.

Les familles d'avaries

Leur classement est établi à partir de la nature des sollicitations mécaniques imposées au contact. On distingue :

- les déformations plastiques,
- les fatigues superficielles,
- les usures,
- le grippage.

Pour mémoire il convient de citer également la corrosion de contact et les corrosions chimiques.

Dans le contact, ces avaries ont pour origine :

- les effets normaux, dus à la charge normale transmise et ses effets locaux, par exemple les pressions sur les aspérités des surfaces associées au temps ou au nombre de cycle de sollicitation ; c'est le cas pour les déformations plastiques et les fatigues superficielles,
- les effets tangentiels superposés aux effets normaux, dus à la cinématique relative des surfaces ; c'est le cas pour les usures,
- les effets thermiques superposés aux précédents, dus à l'énergie dissipée dans l'interface ; c'est le cas du grippage,
- les effets chimiques et physiques dus à l'environnement du contact ; c'est le cas, par exemple, des corrosions chimiques, des effets du passage du courant électrique et des effets du vide.

De plus, il ne faut pas négliger les conséquences d'une conception imprécise du mécanisme ou d'un mauvais montage, par exemple des effets de bords, des ovalisations de bague ou des coupures de joints. En effet, ces négligences sont des facteurs aggravants pour les effets ci-avant.

- Effets normaux

Les effets normaux sont les conséquences des pressions générées par la transmission de la charge normale entre les deux massifs, par exemple la charge transmise entre les dents d'un engrenage. Très fréquemment, l'épaisseur insuffisante de la séparation élastohydrodynamique comparée à la hauteur des aspérités des surfaces accentue localement ces pressions au droit des aspérités. Ces effets normaux sont à l'origine des déformations plastiques et des fatigues superficielles.

Les déformations plastiques résultent des surcharges extérieures globales sur les massifs ou locales dans l'interface (micro-géométrie, indentation). Elles sont fréquemment associées à une dureté insuffisante du massif et précèdent les fatigues superficielles.

Elles ne sont pas fonction du nombre de cycles de fonctionnement. Elles sont à l'origine d'amorçage de fissures ou peuvent simplement perturber le champ de pressions élastohydrodynamiques.



Fig. 1.7 – Déformations plastiques. [FLA, 2013].

Les fatigues superficielles apparaissent dans les zones de faible glissement. En fonction de leurs dimensions par rapport à celle du contact, on distingue les écailles et les microécailles.

Les écailles sont des cavités de dimensions à l'échelle de la largeur de la zone de contact et dont les bords sont abrupts. Typiquement, elles ont quelques millimètres carrés de surface et quelques dixièmes de millimètre de profondeur. Elles sont à l'échelle du contact hertzien classique. Elles surviennent généralement dans des contacts très chargés. Elles résultent de la répétition cyclique des contraintes dans la sous-couche du massif. Elles apparaissent après une période d'incubation importante, de l'ordre de plusieurs dizaines de millions de cycles. Elles sont précédées et associées à un réseau de fissures à la même profondeur et, fréquemment, à la prolifération des microécailles. Ce sont des dégradations classiques dans les roulements et les engrenages.

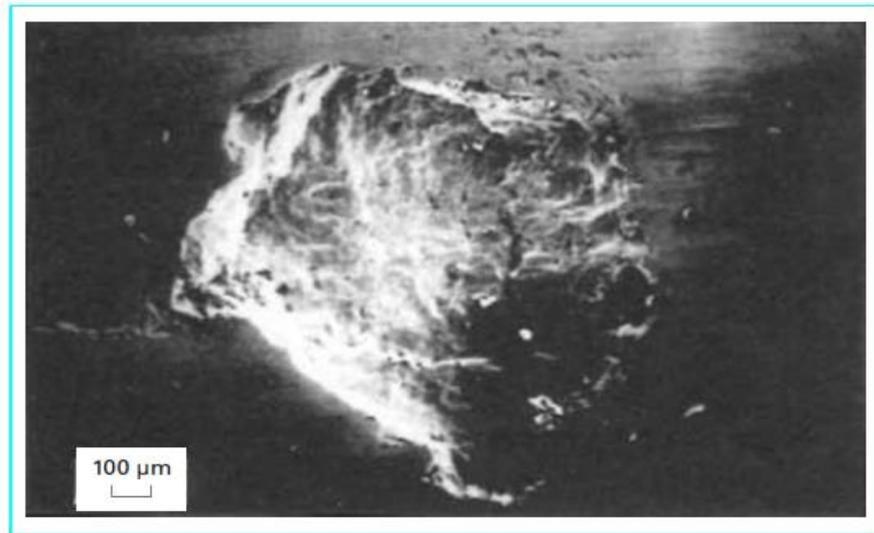


Fig. 1.8 – Ecailles. [FLA, 2013].

Les microécailles sont des cavités beaucoup plus petites que les précédentes. Elles ont des dimensions dix à vingt fois plus faibles que la largeur du contact, quelques dixièmes de millimètre d'envergure et quelques centièmes de millimètre de profondeur. Ces dimensions sont à l'échelle des aspérités des surfaces.

Ces avaries surviennent même dans des contacts peu chargés. Elles sont dues à la répétition cyclique des contraintes dans la peau des massifs, notamment aux sollicitations des aspérités des surfaces auxquelles elles sont directement associées. À l'échelle globale du mécanisme leur période d'incubation est plus courte que pour les écailles, de l'ordre de quelques millions de cycles. Elles sont dangereuses, car elles détruisent la micro-géométrie des surfaces, accélèrent la formation des écailles et peuvent être à l'origine de fissurations en volume.

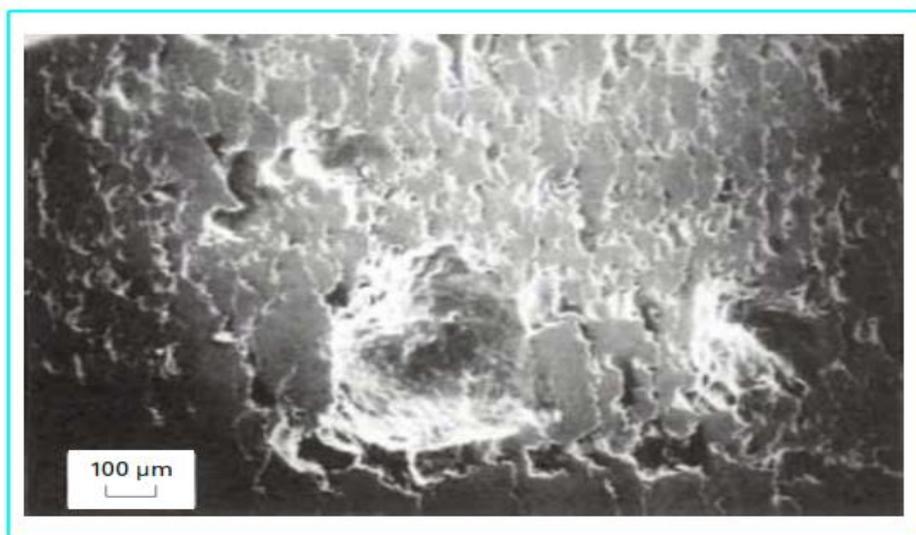


Fig. 1.9 – Microécailles. [FLA, 2013].

- **Effets normaux et tangentiels**

Ceux sont les conséquences des contraintes tangentiels qui s'ajoutent aux pressions sur la surface des massifs. Elles sont dues aux déplacements relatifs de ces surfaces, même en présence d'un film lubrifiant. Elles provoquent des usures et initient des corrosions de contact.

Les usures sont des enlèvements ou déplacements de matière d'origines très variées (Fig. 1.10). Les déformations plastiques, les écailles et les grippages sont considérés comme des usures particulières. Cependant, certains effets locaux peuvent être spécifiques, par exemple des abrasions, des corrosions chimiques. Lorsqu'elle est modérée, l'usure n'affecte pas brutalement la performance du contact. C'est un événement tout à fait habituel dans les contacts. Toutefois, une augmentation du taux d'usure est un signe de défaillance.

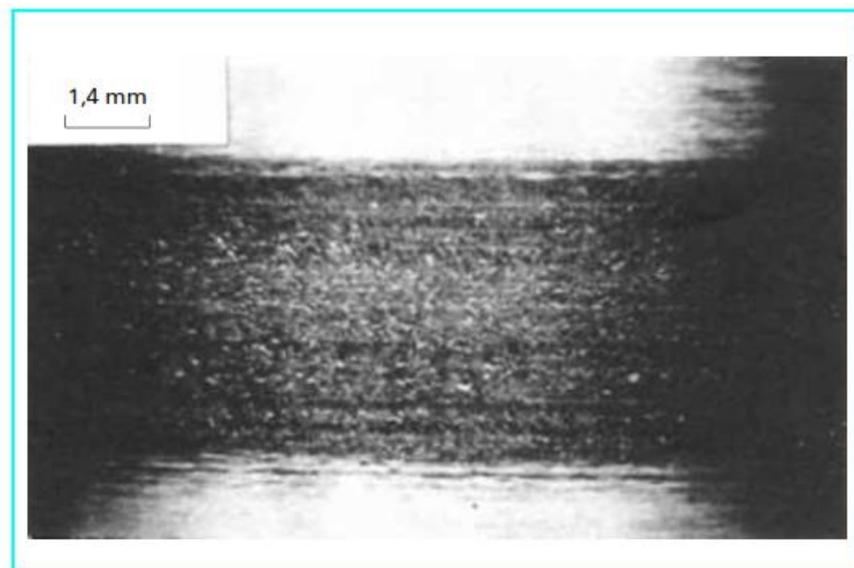


Fig. 1.10 – Usure à faible glissement spécifique. [FLA, 2013].

Les usures et fissuration par petits débattements sont des dégradations qui apparaissent plus particulièrement dans les contacts secs. En l'absence de lubrification, l'adhérence entre les deux surfaces des massifs crée, dans les peaux de ces massifs, des contraintes importantes à l'origine de l'amorçage et de la propagation de fissures.

Si, par contre, un matelas de particules sépare ces surfaces, tout en transmettant les efforts normaux, ce troisième corps accommodera les vitesses relatives. L'usure sera alors gouvernée par trois phénomènes : le piégeage, l'élimination et le comportement abrasif des particules. Ce n'est qu'ultérieurement que les surfaces fraîches des particules seront sensibles à la corrosion.

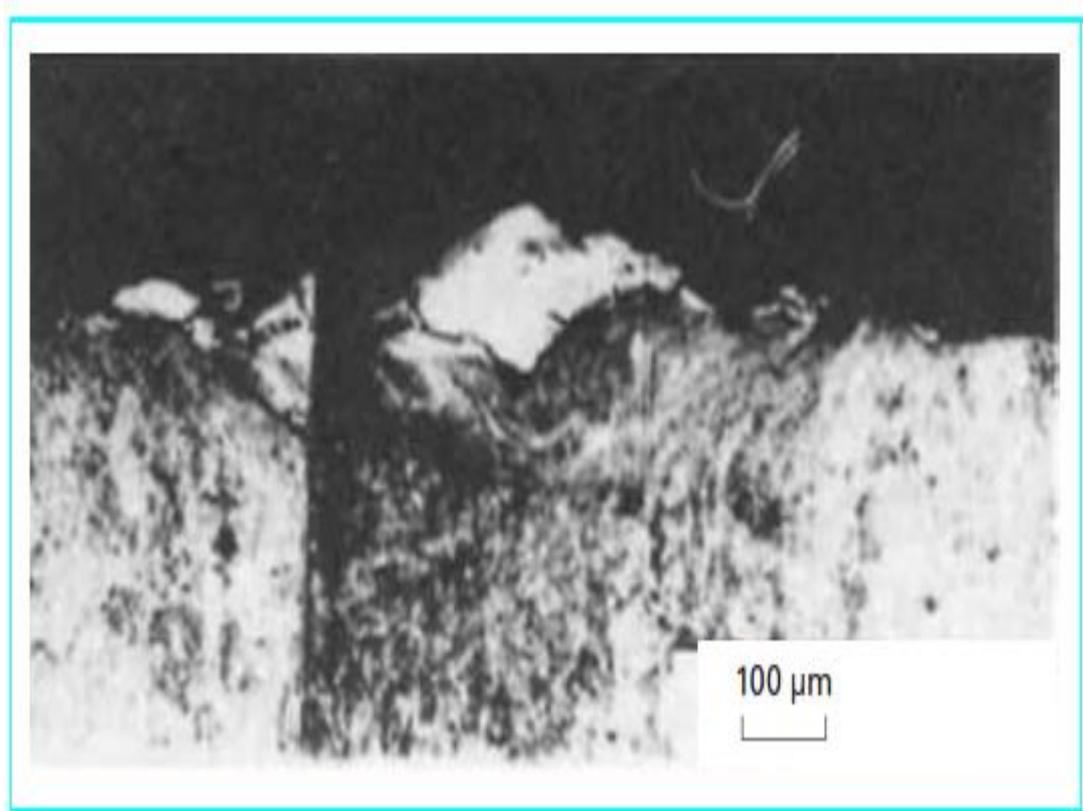


Fig. 1.11 – Usure induite par petits débattements. [FLA, 2013].

- **Effets normaux, tangentiels, et thermiques**

Ils sont aussi les conséquences des contraintes tangentielles existant sur les surfaces des massifs, mais qui, associées à des vitesses de glissement, dissipent de l'énergie. Si le film lubrifiant est perturbé, ces sources de chaleur ont des effets physiques importants dans la peau des massifs, appelés grippages.

Le grippage est un enlèvement ou un déplacement brutal de matière provoqué par la rupture de jonctions locales entre les peaux des massifs, soudées par les effets thermiques.

Une surface grippée est caractérisée par des rayures, des sillons dans la direction de la vitesse de glissement. Des transferts de matière d'un massif à l'autre sont fréquents.

Les grippages se produisent brutalement. Ils sont associés à des vibrations, à une augmentation importante de l'énergie dissipée dans le contact et à la température superficielle des massifs. La physico-chimie du lubrifiant et de la peau des massifs est un facteur important. La dégradation de la micro-géométrie des surfaces qui découle du grippage est à l'origine d'usure sévère.

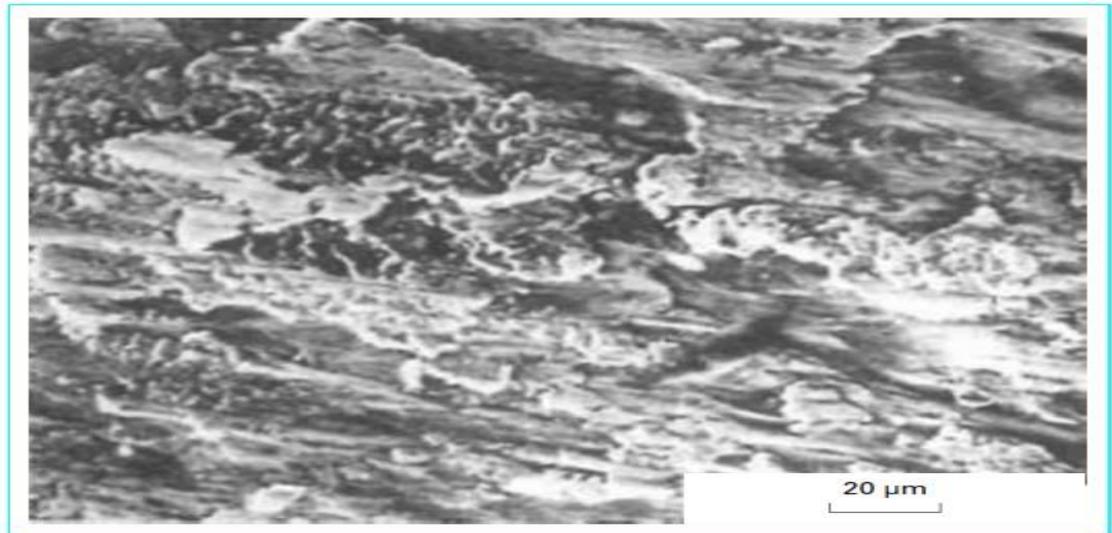


Fig. 1.12 – Grippage. [FLA, 2013].

- **Effets physiques et chimiques**

Ils ne sont rappelés ici que pour mémoire. Ce sont des corrosions chimiques, électriques, bactériennes, électrochimiques, etc. Ce ne sont pas à proprement parler des avaries de contact. Toutefois, étant à l'origine de modifications de la micro-géométrie des surfaces et de certaines de leurs propriétés, ces effets sont générateurs de fissures et de particules d'usure ; ils sont fréquemment à l'origine d'avaries mécaniques. (voir Fig. 1.13).

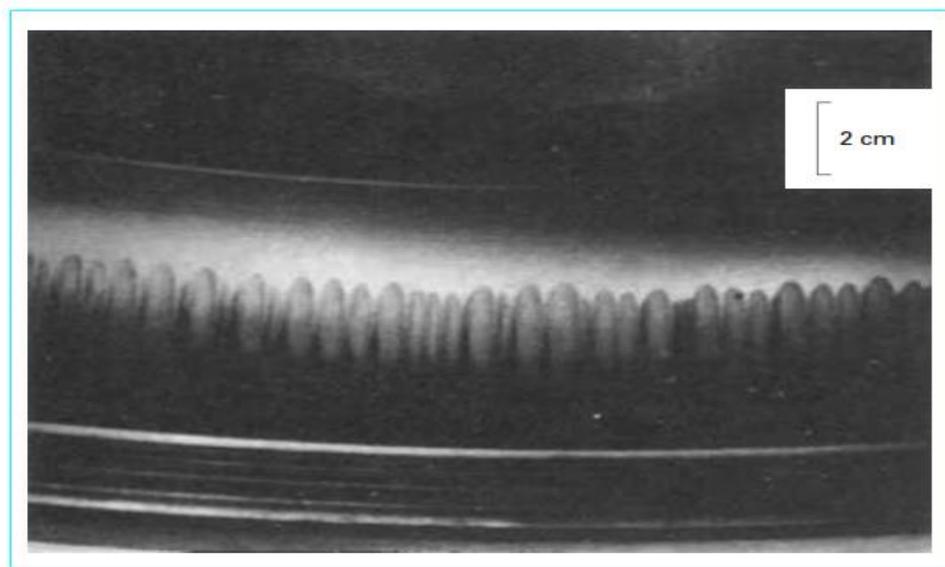


Fig. 1.13 – Endommagement provoqué par le passage d'un courant électrique. [FLA, 2013].

2.2.2. Les aspects géométriques [BOU, 1991], [RAP, 2005].

Les états de surfaces sont les irrégularités des surfaces dues au procédé d'élaboration de la pièce (usinage, moulage, etc.). Ils sont, le plus souvent, mesurés avec des appareils à palpeur à pointe de diamant, appelés *profilomètres*, qui relèvent le profil de la surface (Fig 1.14). Ces appareils impriment un graphique anamorphosé du profil réel palpé (c'est-à-dire que l'agrandissement vertical est plus important que l'agrandissement horizontal). Ce graphique permet de visualiser la forme des irrégularités et d'estimer leur profondeur et leur espacement.

Nota. L'unité courante des paramètres d'état de surface est le micromètre.

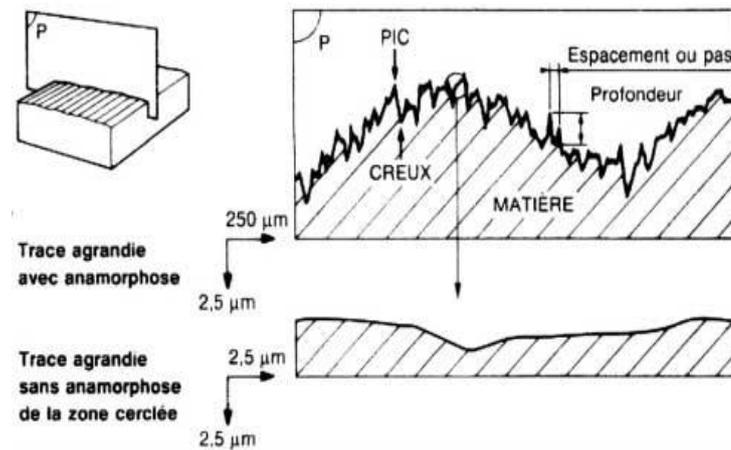
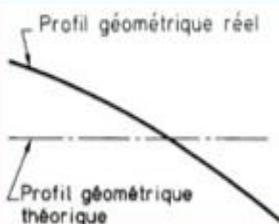
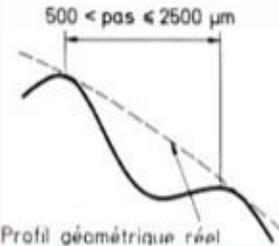
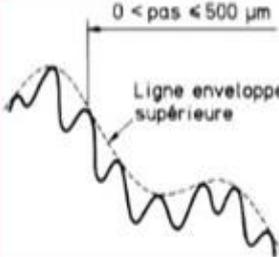
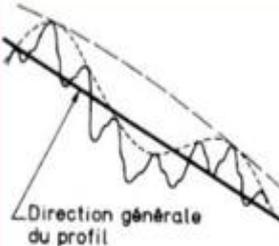


Fig. 1.14 – Relevé d'un profil d'état de surface. [BOU, 1991].

L'état de surface comprend les irrégularités d'ordre deux (ondulation) et trois (rugosité).

Numéro d'ordre	Type d'irrégularités	Croquis	Origines possibles
1	Écarts géométriques Défauts de planéité ; de rectitude ; de circularité ; de cylindricité, etc.		Qualité de la machine. Fixation imparfaite de la pièce ou de l'outil. Déformation en cours de travail de la pièce ou de l'outil.
2	Ondulation Irrégularités géométriques telles que la distance entre deux sommets d'irrégularités soit comprise entre 500 μm et 2 500 μm (1).		Vibrations de basse fréquence de la pièce, de l'outil ou des deux. Avance par tour de fraise quand celle-ci est comprise entre 0,5 et 2,5 mm.
3	Rugosité Irrégularités géométriques telles que la distance entre deux pics de ces irrégularités soit comprise entre 0 et 500 μm (1).		Trace géométrique de l'outil : avance par tour (tournage) ou avance par dent (fraisage) si celles-ci sont comprises entre 0 et 0,5 mm. Trace des grains de meulage, de grenailage, etc.
	Profil total (somme des écarts)		Ensemble des écarts de profil dont l'analyse permet de déterminer leur influence spécifique sur une ou plusieurs fonctions données.

(1) Limites données pour l'automobile.

Tableau 1.1 – Différents ordre de grandeurs de irrégularités géométriques. [BOU, 1991].

L'ondulation comprend des irrégularités de pas relativement grand (par exemple, supérieur à 500 μm). Elles sont parfois visibles à l'œil nu : par exemple, *peau d'orange* des peintures, *facettes* des pièces rectifiées, trace de l'avance par tour de fraise sur une pièce fraisée en bout, etc. Le ratio largeur/profondeur est généralement dans la plage 1 000/1 à 100/1.

L'ondulation influe sur l'étanchéité, le roulement, le glissement, l'aspect, la conduction thermique et électrique, etc.

Lors de l'usinage, l'ondulation peut être provoquée par des vibrations de basse fréquence de la pièce ou de l'outil, dues à un mauvais guidage, à un mauvais équilibrage ou à une mauvaise isolation, à une fraise mal réglée ou altérée par des inclusions dans la pièce usinée, et au diamantage de la meule en rectification, etc.

Les valeurs de pas de 500 et 2 500 μm indiquées sur le tableau 1.1 sont utilisées dans l'industrie automobile française et sont issues d'une banque de données techniques de plus de 27 000 relevés. Elles conviennent pour toutes les pièces mécaniques, mais, si nécessaire, pour

des investigations particulières (par exemple, les tôles peintes). Les normes françaises permettent de choisir ces deux limites parmi les valeurs suivantes : 4 - 20 - 100 - 500 - 2 500 - 12 500 μm .

La rugosité comprend les irrégularités le plus souvent *sensibles à l'ongle* : par exemple, traces d'outil d'une pièce usinée, « grain » d'une surface sablée ou revêtue.

Pour les pièces mécaniques, ce sont généralement des irrégularités de pas inférieur à 500 μm , avec un ratio largeur/profondeur dans la plage 100/1 à 5/1.

La rugosité influe sur l'aptitude au frottement (particulièrement pendant la période de rodage), l'usure, l'adhésivité des revêtements, la résistance à la flexion et aux efforts alternés, à la corrosion, etc.

Lors de l'usinage, les facteurs influant sur la rugosité sont l'avance de l'outil, son affûtage, les ondulations de sa face de coupe, le brise-copeau, le rayon de pointe, la qualité et le filtrage du lubrifiant, le diamantage de la meule en rectification, les vibrations de haute fréquence, etc.

La prescription d'un état de surface implique que les écarts géométriques soient maintenus dans des limites admissibles.

De même que pour les tolérances géométriques, un état de surface ne doit pas être demandé s'il n'est pas essentiel pour la fonction du produit, car des spécifications de valeurs anormalement serrées augmentent inutilement le coût de la production.

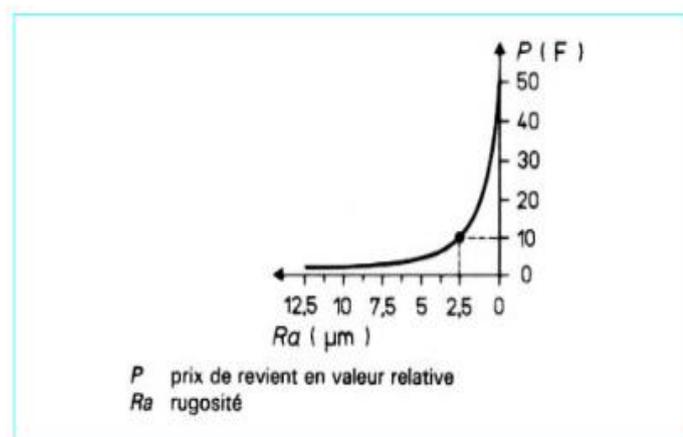


Fig. 1.15 – Variation relative des prix de revient en fonction de la rugosité réalisée. [BOU, 1991].

Il y a différents écarts géométriques de l'état de surface. Un profil de surface est la courbe résultant de l'intersection de la surface réelle et d'un plan spécifié. Ce plan est perpendiculaire à la surface de l'échantillon et orienté généralement perpendiculairement au sens des stries d'usinage. Un profil de surface, outre la forme nominale de la pièce, est composé de différents écarts géométriques (Fig 1.16), auxquels correspondent différents profils :

- Pour le profil P , profil primaire (ordre 1 + 2 + 3 + 4), les paramètres de structure définis sont désignés par un symbole commençant par la lettre P , par exemple Pt , Pa , etc. ;
- Pour le profil W , profil d'ondulation (ordre 2), les paramètres d'ondulation définis sont désignés par un symbole commençant par la lettre W , par exemple Wt , Wa , etc. ;
- Pour le profil R , profil de rugosité (ordre 3 + 4), les paramètres de rugosité définis sont désignés par un symbole commençant par la lettre R , par exemple Rt , Ra , etc.

Ordres	Écarts géométriques	Profils		Fréquence des défauts
Ordre 1	Écart de forme	/		Basse
Ordre 2	Ondulation	Profil W	Profil P	Moyenne
Ordres 3 et 4	Rugosité	Profil R		Haute

Tableau 1.2 – Les écarts géométriques, leurs profils et la fréquence des défauts [RAP, 2005].

La représentation graphique de l'état de surface est toujours anamorphosée. L'amplification verticale est généralement beaucoup plus importante que l'amplification horizontale.

Cette anamorphose a comme effet de compresser le profil réel et d'en donner une image très différente de la réalité.

Sur les dessins techniques, les écarts de forme et les paramètres de rugosité sont souvent spécifiés. Mais l'ondulation ne l'est que très rarement. Pourtant la spécification des écarts d'ondulation est très importante pour assurer certaines fonctions, comme l'étanchéité, le déplacement entre deux surfaces, etc. Des écarts d'ondulation conséquents peuvent entraîner des dysfonctionnements tels que fuites, bruits, usure prématurée, etc.

La frontière entre la rugosité et l'ondulation est arbitraire, aucune définition absolue n'existe. En pratique, le classement s'effectue à partir de la distance entre les pics.

Écart géométrique	Distance entre les pics (en μm) comprise entre		
Rugosité	2	et	250 à 800
Ondulation	250 à 800	et	2 500 à 8 000
Écart de forme	2 500 à 8 000	et	longueur de l'élément

Tableau 1.3 – Classement « pratique » des différents écarts géométriques. [RAP, 2005].

La caractérisation de l'état de surface nécessite :

- une prise de données très fine sur la surface, avec une très grande amplification des données,
- la séparation des écarts géométriques,
- la caractérisation de chaque écart par des paramètres.

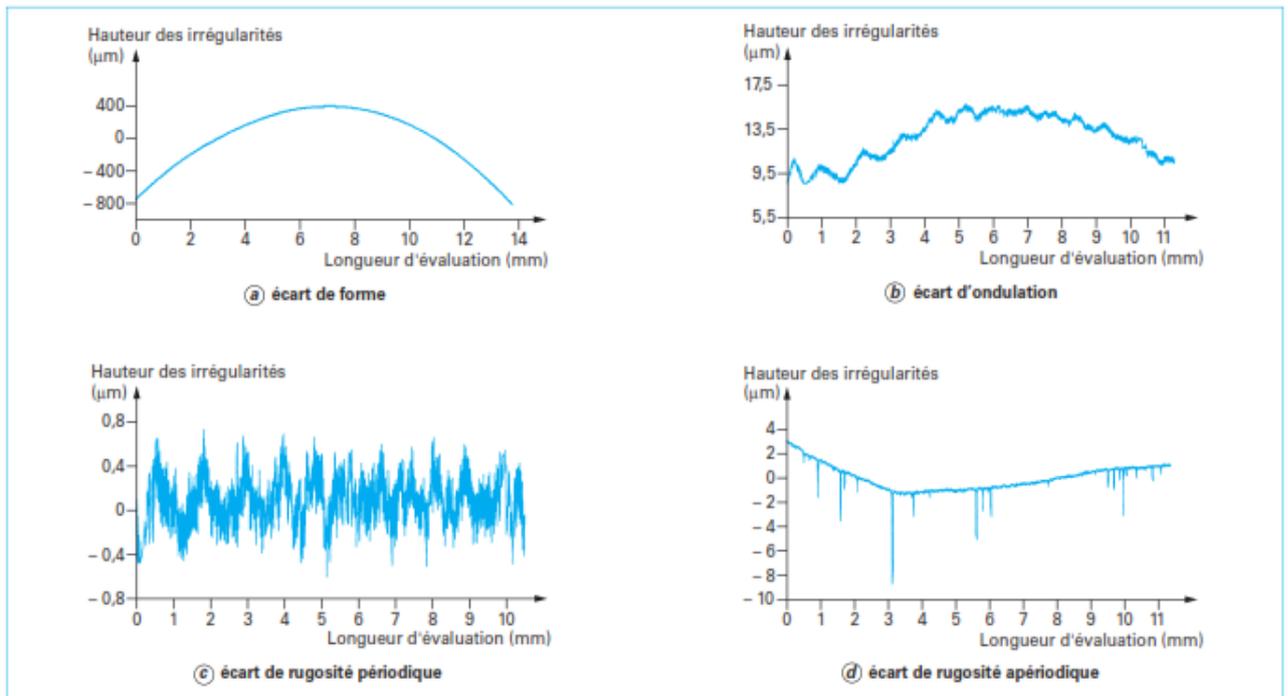


Fig. 1.16 – Les écarts géométriques d'un profil. [RAP, 2005].

Le tableau 1.4 précise les effets et les origines possibles des différents écarts.

Écarts géométriques	Signification par rapport à la fonction	Origine des écarts
Écart de forme	<p>Influent sur :</p> <ul style="list-style-type: none"> – frottement de glissement et roulement ; – résistance au matage ; – étanchéité statique et dynamique. <p>Créent :</p> <ul style="list-style-type: none"> – usure ; – grippage. 	<p>Procédé d'usinage :</p> <ul style="list-style-type: none"> – déformation de la pièce. <p>Matériau :</p> <ul style="list-style-type: none"> – libération des contraintes internes. <p>Machine :</p> <ul style="list-style-type: none"> – défaut de bridage ; – flexion des éléments ; – qualité des guidages ; – usure des organes.
Ondulation	<p>Diminuent :</p> <ul style="list-style-type: none"> – durée de vie des organes. 	<p>Procédé d'usinage :</p> <ul style="list-style-type: none"> – mauvais affûtage. <p>Machine :</p> <ul style="list-style-type: none"> – vibrations basses fréquences de l'outil ; – vibrations basses fréquences de la pièce.
Rugosité	<p>Influent sur :</p> <ul style="list-style-type: none"> – écoulement des fluides ; – étanchéité statique et dynamique ; – revêtement ; – adhésivité ; – dépôt électrolytique ; – résistance aux efforts alternés. 	<p>Procédé d'usinage :</p> <ul style="list-style-type: none"> – avance de l'arête coupante ; – avance de la pièce ; – géométrie des outils ; – qualité de la meule (rectification) ; – qualité d'affûtage des outils. <p>Matériau :</p> <ul style="list-style-type: none"> – hétérogénéité ; – plasticité. <p>Machine :</p> <ul style="list-style-type: none"> – vibrations hautes fréquences de l'outil ; – vibrations hautes fréquences de la pièce ; – qualité du lubrifiant ; – mode de lubrification ; – filtrage du lubrifiant.

Tableau 1.4 – Effets et origines possibles des différents écarts. [RAP, 2005].

2.2.3. Les aspects métallurgiques [FRA, 2005].

Dans cette partie, nous abordons les essais de dureté en général, et les essais de dureté par pénétration plus précisément.

Les essais de dureté

Concernant *les essais de dureté*, si la notion de dureté est l'une des plus intuitives, sa mesure correspond en pratique à celle de la résistance à la pénétration locale du matériau considéré. La dureté est alors une propriété physique complexe et difficile à interpréter, qui dépend non seulement des caractéristiques de ce matériau, mais aussi de la nature et de la forme du pénétrateur et du mode de pénétration.

C'est ainsi que le cuivre écroui offre une plus grande résistance à la pénétration que l'acier doux, mais il est rayé par lui.

Les essais habituels de dureté sont simples, rapides, et généralement non destructifs sauf très localement ; ils offrent donc un moyen très commode, et très utilisé dans les ateliers, pour vérifier l'évolution des propriétés d'une pièce métallique, notamment lors des traitements thermiques et mécaniques, ou pour contrôler la conformité des fournitures. De plus, la dureté permet d'apprécier, dans une certaine mesure, la résistance mécanique, la résistance à l'abrasion, la conservation du poli, la difficulté d'usinage, etc. Elle permet d'apprécier la résistance des corps fragiles (carbures, composés intermétalliques, etc.). Enfin, la mise au point des méthodes de mesure de la microdureté permet de résoudre de nombreux problèmes : évaluation de la dureté des couches minces ou superficielles, exploration d'alliages à phases multiples, évaluation de l'écrouissage local, etc. Depuis quelques années, la mise au point des techniques de mesure à l'échelle nanométrique ouvre, grâce à la nanodureté, des possibilités encore plus grandes dans ces domaines.

De très nombreuses méthodes d'évaluation de la dureté ont été proposées. Les plus courantes et les plus familières consistent à mesurer la résistance à la pénétration, mais les essais par rayage, par rebondissement ou par oscillations de pendules peuvent, dans certains cas, offrir des possibilités intéressantes.

Les essais de dureté par pénétration concernent la plupart des appareils employés industriellement.

Un pénétrateur suffisamment dur pour ne pas être déformé par le matériau à essayer, et de forme variable (Tableau 1.5), est enfoncé dans le métal par l'action d'une force constante appliquée dans des conditions bien définies ; on mesure soit les dimensions transversales, soit la profondeur de l'empreinte.

Les tentatives faites pour opérer à dimensions d'empreinte constantes, et à charge variable, n'ont pas conduit à des méthodes utilisables industriellement.

Au contact d'une bille sur un bloc plan, la répartition des contraintes et des déformations, si la limite d'élasticité n'est pas dépassée, est donnée par Hertz. Si la bille a un diamètre D et que la charge qui lui est appliquée vaut F , le diamètre d de l'aire de contact vaut :

$$d = \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)^{\frac{1}{3}} (3FD)^{1/3}, \quad (1.14)$$

avec ν_1, ν_2, E_1 , et E_2 coefficients de Poisson et modules de Young de la bille (indice 1) et du bloc testé (indice 2).

La contrainte moyenne sur l'aire de contact vaut

$$\sigma_{moy} = -\frac{4F}{\pi d^2} \quad (1.15)$$

et la contrainte maximale au centre de cette aire est telle que

$$\sigma_{max} = 1,5 \sigma_{moy}. \quad (1.16)$$

Ces contraintes sont donc proportionnelles à $(\frac{F}{D^2})^{1/3}$. Le contact cesse d'être élastique quand σ_{max} atteint $1.613 R_p$ (R_p est la limite d'élasticité).

La théorie de la plasticité montre alors que

$$\sigma_{moy} \approx 3R_p \quad (1.17)$$

pour un matériau sans écrouissage ($n = 0$, n : exposant d'écrouissage).

À l'autre extrême, un matériau à écrouissage linéaire, ayant un exposant d'écrouissage $n = 1$, se comporterait comme un matériau élastique et alors, en négligeant $\frac{1}{E_1}$ de la bille devant $\frac{1}{E_2}$ du bloc testé et en prenant $\nu_2 = 1/2$ dans l'équation (1.14), on a :

$$\sigma_{moy} = 1,54 R_m \frac{d}{D}, \quad (1.18)$$

où R_m est la résistance à la traction

Plus généralement, on s'attend à ce que la contrainte équivalente sous le pénétrateur soit proportionnelle à σ_{moy} et que la déformation équivalente soit proportionnelle à $\frac{d}{D}$.

D'une façon générale, la dureté H sera définie par un nombre relié à σ_{moy} .

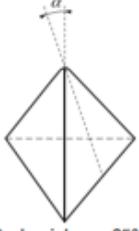
Pénétrateur	Brinell	Rockwell		Vickers	Knoop	Berkovich
Nature	Acier trempé ou carbure de tungstène	Diamant	Acier trempé	Diamant	Diamant	Diamant ou carbure
Forme	Sphère	Cône	Sphère	Pyramide à base carrée	Pyramide à base losange	Pyramide à base triangulaire
Dimensions	 $D = 10 \text{ mm} ;$ $5 \text{ mm} ; 2,5 \text{ mm} ;$ 1 mm	 $\theta = 120^\circ$	 $D = 1/16'' (1,587 \text{ mm})$ $D = 1/8'' (3,175 \text{ mm})$	 $\theta = 136^\circ$	 $\alpha = 130^\circ$ $\theta = 172^\circ 30'$	 Berkovich $\alpha = 65^\circ$ Berkovich modifié $\alpha = 65,27^\circ$

Tableau 1.5 – Pénétrateurs Brinell, Rockwell, Vickers, Knoop et Berkovich. [FRA, 2005].

Pour les essais de dureté superficielle, Hertz a proposé de définir une dureté absolue H pour une déformation à la limite d'élasticité (indice p) telle que

$$H = |\sigma_{moy}|_p = \left(\frac{4F}{\pi d^2}\right)_p \quad (1.19).$$

La formule (1.14) montre que le diamètre d de l'empreinte doit varier comme $F^{1/3}$ tant que les déformations restent élastiques, puis, d'après (1.19), la variation serait en $F^{\frac{1}{n+2}}$ dans le domaine plastique.

Toujours est-il que, sur un graphe ($\log F$, $\log d$), la pente change au passage de limite d'élasticité R_p , ce qui permet de déterminer la dureté absolue de Hertz H . D'après la formule (1.14), en considérant que les modules d'élasticité de la bille et du bloc à tester sont voisins et égaux à E et que $\nu_1 \approx \nu_2 \approx \nu \approx 0,3$, on trouve :

$$H = 0,417 \left(\frac{F_p E^2}{D^2}\right)^{\frac{1}{3}}. \quad (1.20)$$

D'après la relation entre σ_{moy} et σ_{max} et la valeur de σ_{max} quand on atteint la limite d'élasticité, on calcule la dureté hertzienne ainsi

$$H = 1,075 R_p \approx R_p. \quad (1.21)$$

L'idée fut reprise par Pomey et Voulet qui utilisèrent la mesure de la résistance de contact entre une bille et la surface plane de la pièce à étudier pour déterminer la charge correspondant à la première déformation permanente. Le microscléromètre construit par eux était équipé d'un mandrin léger ne pesant que 400 g avec sa bille de 1,5 à 4 mm de diamètre et son plateau. Un pont double de Thomson permettait de mesurer la résistance de contact. On opérait par charges discontinues croissantes avec, à chaque fois, retour à la charge initiale sous laquelle on mesurait la résistance de contact.

La limite d'élasticité était définie par la charge après laquelle la résistance cessait de revenir à sa valeur initiale pour prendre des valeurs de plus en plus faibles.

La méthode était rapide et sensible ; elle permettait une mesure de la dureté superficielle.

Une modification de cet appareil utilisait un comparateur électronique de haute sensibilité pour repérer la position de la bille par rapport au plan tangent initial.

Le zéro du comparateur était fait avec la charge initiale.

La limite d'élasticité était définie par la charge à partir de laquelle le comparateur montrait une déformation résiduelle permanente qui croissait avec la charge.

Le principal intérêt de cette technique de mesure de la dureté hertzienne résidait surtout dans sa grande sensibilité aux contraintes existant dans le solide au point de mesure, ce qui en faisait une méthode non destructive d'évaluation des contraintes internes.

Meyer a étudié la résistance à l'enfoncement d'une bille dans un métal et a montré que :

$$\frac{F}{d^2} = k \left(\frac{d}{D}\right)^m. \quad (1.22)$$

On définit la dureté de Meyer comme :

$$HME = \sigma_{moy} = 0,102 \frac{4F}{\pi d^2} \quad (1.23).$$

L'exposant m et le coefficient k de la loi de Meyer varient avec la nature du métal et son état. Dans les métaux durs ou écrouis, on observe autour de l'empreinte la formation d'un bourrelet. Dans les métaux mous ou recuits, au contraire, on observe un enfoncement général de la surface de l'empreinte. Dans le premier cas m vaut 0 à 0,15 environ et dans le second 0,3 à 0,6.

La formule (1.22) peut être transformée en :

$$\frac{F}{D^2} = k \left(\frac{d}{D}\right)^{m+2} \quad (1.24)$$

Cela montre que si $\frac{F}{D^2}$ est maintenu constant, $\frac{d}{D}$ ainsi que la dureté Meyer HME gardent la même valeur.

Dans l'essai proposé par Brinell, le pénétrateur est une bille polie en acier trempé ou en carbure de tungstène. Son diamètre D vaut normalement 10 mm, mais aussi 5 mm, 2,5 mm et 1 mm. Elle est appliquée sur le métal avec une charge F (au plus 29 420 N).

Après suppression de la charge, elle laisse dans le métal une empreinte circulaire permanente dont on mesure le diamètre d , d'autant plus grand que la bille a pénétré plus profondément dans le métal, donc que celui-ci est moins dur.

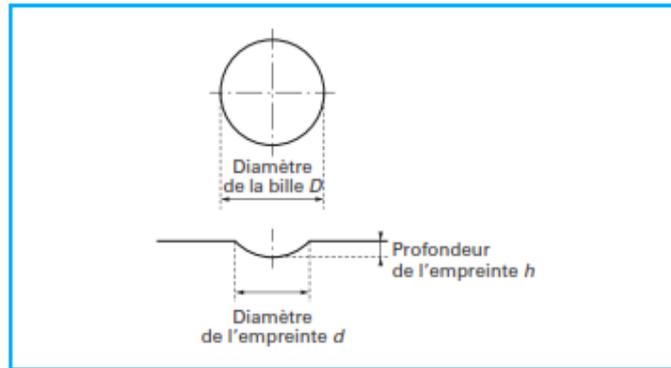


Fig. 1.17 – Essai Brinell. [FRA, 2005].

Cette mesure peut se faire à 0,05 mm près soit à l'aide d'une réglette spéciale dite réglette Le Châtelier, soit, beaucoup plus souvent, avec une lunette à oculaire micrométrique d'un grossissement de l'ordre de 20. Le diamètre d est la moyenne de deux mesures effectuées à 90° l'une de l'autre.

La dureté Brinell s'exprime par le rapport de la charge F à la surface S de la calotte sphérique imprimée dans le métal :

$$HBW = 0,102 \frac{F}{S} = 0,102 \frac{2F}{\pi D(D - \sqrt{D^2 - d^2})}, \quad (1.25)$$

avec $F(N)$ charge, $D(mm)$ diamètre de la bille, $d(mm)$ diamètre de l'empreinte.

D'après la formule (1.24), il faut maintenir le rapport $\frac{F}{D^2}$ constant.

À l'origine, la norme avait prévu que F , exprimée en kilogrammes-force (kgf), serait égale à $30 D^2$, D exprimée en millimètres, soit pour une bille de 10 mm de diamètre (c'est-à-dire la bille normale) $F = 3\,000$ kgf soit pour une bille de 5 mm, 750 kgf. La modification du système d'unités a perturbé le rapport simple et maintenant, au lieu de 3000 kgf, la force F est de :

$$\frac{3000}{0,102} \approx 29\,420 \text{ N.}$$

Par définition, le rapport de charge est égal à $0,102 \frac{F}{D^2}$ avec F en Newton et D en millimètre. Selon la norme, par convention, la dureté s'exprime par un nombre suivi d'un premier chiffre donnant le diamètre de la bille en millimètres et d'un second indiquant la charge en kilogrammes-force.

Toutefois, si l'essai a été réalisé en un temps différent de 10 à 15 s, un troisième chiffre doit l'indiquer.

Exemple. 350 HBW 5/750 correspond à une dureté Brinell de 350 mesurée à l'aide d'une bille de 5 mm de diamètre, sous une charge de 7 353 N ; 600 HBW 1/30/20 correspond à une dureté Brinell de 600 mesurée à l'aide d'une bille de 1 mm de diamètre, sous une charge de 294 N et pour une durée de 20 s.

Le tableau 1.6 donne la correspondance entre la notation et le diamètre de la bille, le rapport de charge et la charge elle-même.

Notation	D(mm)	F(kgf)	0,102 F/D ² (1)	F(N)
HBW 10/3 000	10	3 000	30	29 420
HBW 10/1 500	10	1 500	15	14 710
HBW 10/1 000	10	1 000	10	9 807
HBW 10/500	10	500	5	4 903
HBW 10/250	10	250	2,5	2 452
HBW 10/100	10	100	1	980,7
HBW 5/750	5	750	30	7 355
HBW 5/250	5	250	10	2 452
HBW 5/125	5	125	5	1 226
HBW 5/62,5	5	62,5	2,5	612,9
HBW 5/25	5	25	1	245,2
HBW 2,5/187,5	2,5	187,5	30	1 839
HBW 2,5/62,5	2,5	62,5	10	612,9
HBW 2,5/31,25	2,5	31,25	5	306,5
HBW 2,5/15,625	2,5	15,625	2,5	153,2
HBW 2,5/6,25	2,5	6,25	1	61,29
HBW 1/30	1	30	30	294,2
HBW 1/10	1	10	10	98,07
HBW 1/5	1	5	5	49,03
HBW 1/2,5	1	2,5	2,5	24,52
HBW 1/1	1	1	1	9,807

(1) avec F en newtons et D en millimètres

Tableau 1.6 – Notation de la dureté Brinell selon le diamètre de la bille D, le rapport de charge $0,102 \frac{F}{D^2}$ et la charge appliquée. [FRA, 2005].

Le tableau 1.7 donne, pour la mesure de dureté de divers métaux, le rapport de charge à utiliser dans l'essai Brinell.

Alliage	HBW	0,102 F/D ² (1)
Aciers, alliages de nickel, alliages de titane		30
Fonte	< 140	10
	≥ 140	30
Cu et alliages	< 35	5
	35 à 200	10
	> 200	30
Métaux légers	< 35	2,5
	35 à 80	5
		10
		15
> 80	10	
	15	
Pb, Sn		1

(1) avec F en newtons et D en millimètres

Tableau 1.7 – Rapport de charge à utiliser selon la dureté de divers matériaux. [FRA, 2005].

Bien qu'il soit exprimé par une charge divisée par une surface, il est préférable de ne pas considérer le nombre Brinell comme représentant des newtons par millimètre carré. Cela risque d'entraîner de regrettables confusions. Ce nombre résulte en effet d'une convention arbitraire et il vaut mieux le considérer comme un indice auquel aucune unité ne doit être rattachée.

L'essai de dureté Rockwell consiste à mesurer l'enfoncement rémanent d'un pénétrateur, appuyé sous faible charge sur la surface à essayer, après application d'une surcharge dans des conditions bien précisées (voir Fig. 1.18).

L'essai se ramène à une mesure de longueur, exprimée en unités correspondant chacune soit à 0,002 mm (échelles A à K), soit à 0,001 mm (échelles N et T).

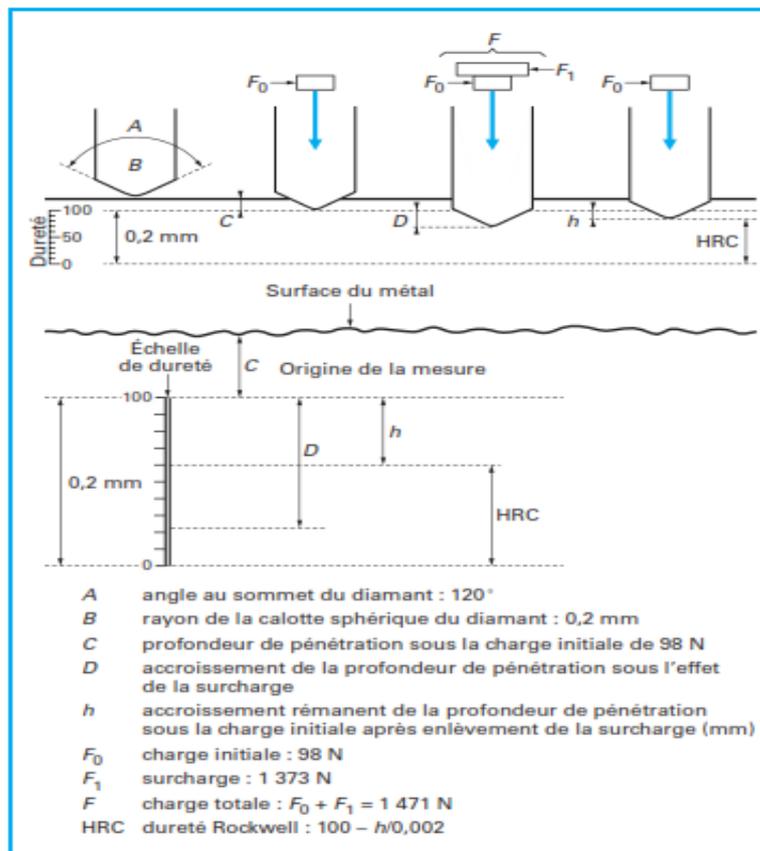


Fig. 1.18 – Essai Rockwell. [FRA, 2005].

Le pénétrateur employé est :

- un cône de diamant de section circulaire, d'angle au sommet 120 °, à pointe arrondie sphérique (rayon de 0,2 mm) ;
- une bille d'acier trempée, polie, de diamètre 1,587 mm (1/16 de pouce) ou 3,175 mm (1/8 de pouce).

La précharge F_0 est de 98 N, les surcharges F sont de 490,3, 882,6, 1373 N, d'où les charges d'essais F de 588,4, 980,7, 1471 N selon les essais.

La combinaison de divers pénétrateurs et de diverses charges permet d'avoir un assez grand nombre d'échelles Rockwell. Elles figurent dans le tableau 1.8

Échelle	Désignation	Pénétrateur	$F_0(N)$	$F_1(N)$	$F(N)$	Gamme
A	HRA	Cône diamant	98,07	490,3	588,4	20 à 88 HRA
B	HRB	Bille 1,5875 mm	98,07	882,6	980,7	20 à 100 HRB
C	HRC	Cône diamant	98,07	1 373	1 471	20 à 70 HRC
D	HRD	Cône diamant	98,07	882,6	980,7	40 à 77 HRD
E	HRE	Bille 3,175 mm	98,07	882,6	980,7	70 à 100 HRE
F	HRF	Bille 1,5875 mm	98,07	490,3	588,4	60 à 100 HRF
G	HRG	Bille 1,5875 mm	98,07	1 373	1 471	30 à 44 HRG
H	HRH	Bille 3,175 mm	98,07	490,3	588,4	80 à 100 HRH
K	HRK	Bille 3,175 mm	98,07	1 373	1 471	40 à 100 HRK

Tableau 1.8 – Différents échelles de dureté Rockwell. [FRA, 2005].

Les échelles les plus utilisées sont :

— échelle Rockwell C (HRC) : cône diamant et charge de 1471 N pour les métaux durs ayant une résistance supérieure à 1000 N/mm^2 ,

— échelle Rockwell B (HRB) : bille d'acier de 1,587 mm de diamètre environ et charge de 980 N, pour les aciers dont la résistance est comprise entre 340 et 1000 N/mm^2 .

La mesure comporte trois étapes :

— la mise en contact du pénétrateur et de la surface, sous la précharge F_0 , avec mise au zéro de l'indicateur d'enfoncement,

— l'imposition de la surcharge F_1 permettant d'atteindre la charge d'essai ($F = F_0 + F_1$),

— le retour à la précharge et la lecture de l'indicateur d'enfoncement.

L'indicateur d'enfoncement est un comparateur permettant les mesures, au micromètre près, de la profondeur de pénétration h après suppression de la charge F_1 . La dureté est exprimée par une des deux formules données dans le tableau 1.9.

La dureté est naturellement d'autant plus grande que la pénétration h est moindre. La lecture sur le cadran se fait directement en unités Rockwell.

Une unité Rockwell correspond à un enfoncement de 0,002 mm.

Échelles de dureté	Formule (h en mm)
HRA HRC HRD	$100 - h/0,002$
HRB HRE HRF HRG HRH HRK	$130 - h/0,002$

Tableau 1.9 – Formules de calcul de la dureté Rockwell. [FRA, 2005].

Le principe de l'essai de Vickers est le même que celui de l'essai Brinell mais le pénétrateur est, dans ce cas, une pyramide de diamant à base carrée ; l'angle entre deux faces opposées est de 136° , choisi pour avoir une correspondance avec l'échelle de dureté Brinell.

L'avantage d'un pénétrateur pyramidal (comme d'un pénétrateur conique) est que la loi de similitude est automatiquement respectée et, quand on fait varier la charge, on obtient des empreintes géométriquement semblables entre elles, donc des valeurs identiques pour la dureté. De plus, l'avantage du diamant est l'absence de déformation du pénétrateur quand on mesure des duretés élevées.

Le diamant laisse une empreinte carrée et l'on mesure la longueur de la diagonale de l'empreinte (ou la moyenne des deux diagonales) à 0,002 mm près, grâce à un microscope micrométrique (grossissement 120) lié à la machine, et pouvant venir automatiquement se placer au-dessus de l'empreinte.

La dureté de Vickers HV est le quotient de la charge d'essai F (49,03, 98,07, 196,1, 294,2, 490,3, 784, 980,7 N) par l'aire de l'empreinte de diagonale moyenne d , c'est-à-dire :

$$HV = 0,102 \frac{2F \sin \frac{136^\circ}{2}}{d^2} = 0,1891 \frac{F}{d^2} \quad (1.26)$$

Les tables, fournies par les différents constructeurs, donnent directement HV en fonction de F et de d .

La charge utilisée le plus couramment est 294,2 N.

Cependant, la gamme des charges utilisables (49 à 980 N) permet d'appliquer cette méthode dans toute l'échelle des duretés et avec toutes les dimensions d'échantillons, en choisissant la charge donnant une empreinte telle que la diagonale d soit plus grande que 0,4 mm, mais inférieure aux deux tiers de l'épaisseur.

Dans ces conditions, le symbole HV est suivi de la charge utilisée (en kgf) et du temps de maintien (en s) : HV 30/20.

Chapitre II

Notions fondamentales sur les types et les accessoires des vibrateurs

Introduction

Ce chapitre est consacré pour les différents types d'équipements de la tribofinition et les accessoires utilisés dans ce procédé pour avoir des pièces mécaniques avec les caractéristiques mécaniques, métallurgiques, et géométriques demandées.

1. Équipements de tribofinition

Dans le domaine de la tribofinition, il existe plusieurs équipements, le choix de ses équipements dépend de plusieurs paramètres :

- Dimensions des pièces à traiter,
- Forme géométrique des pièces à traiter,
- Matériaux des pièces à traiter,
- Rugosité demandée,
- Dureté demandé,
- Etc... .

1.1. Les vibrateurs

Les vibrateurs circulaires



Ceux sont des équipements industriels classiques utilisés pour des opérations d'ébavurage et de polissage en vrac.

Fig. 2.1 – Vibrateur circulaire. [INT5].

Principe de fonctionnement :

- Leur mouvement de vibration est de type tridimensionnel, il s'agit d'une rotation selon un axe horizontal.
- Il est constitué d'un moteur positionné verticalement, d'une série de ressorts pour amortir le choc et d'une masse excentriques pour générer les vibrations.
- Le réglage de l'angle entre chaque bloc excentrique, ainsi que la masse déterminent l'amplitude et le mode de vibration.

- Il peut être équipé d'un système de séparation intégré, de même que d'une pompe doseuse pour l'injection en continu d'additif liquide.

- 1 : Suspension de la cuve de traitement
- 2 : Vibreur (les balourds)
- 3 : Porte de vidage des abrasifs
- 4 : Cuve de traitement
- 5 : amortisseur
- 6 : Tamis de séparation intégré
- 7 : moteur
- 8 : Revêtement
- 9 : pompe
- 10 : Porte de vidage

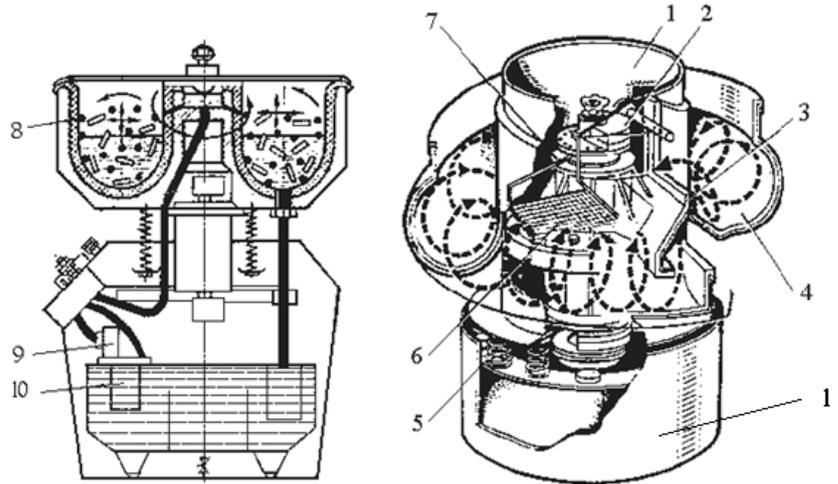


Fig. 2.2 – Schéma descriptif d'un vibreur circulaire.

Il y a plusieurs types de vibrateurs circulaires qui diffèrent par la forme et la dimension de la cuve ou par leurs caractéristiques.

Les vibrateurs circulaires «EC» sont les plus proposés grâce à la conception spéciale de la cuve de traitement qui a un fond incliné qui permet le traitement et la séparation des petites et grandes pièces. Ils sont idéalement adaptés pour la finition de pièces fragiles.

Les vibrateurs circulaires «Euro» sont idéals pour les traitements de finition automatiques et ils sont caractérisés par une cuve torique spiralée avec une trappe de séparation automatique intégrée.

Les vibrateurs circulaires «A» ont été spécialement conçus pour le traitement de pièces pouvant être séparées magnétiquement grâce à un séparateur magnétique et une cuve de travail, renforcée et spéciale.

Les vibrateurs circulaires «R» sont des machines toriques à fond plat destinées au traitement des pièces lourdes et/ou fragiles. Leur fond plat assure une parfaite immersion des pièces dans les abrasifs. Pour les pièces devant être traitées séparément, il est possible d'adapter des cloisons mobiles. Les pièces traitées sont généralement retirées manuellement. Une porte permet le vidage complet de la cuve de travail et une séparation externe des pièces et médias.

Les vibrateurs circulaires à grand rayon ont la possibilité d'être utilisés dans un système de production en continu ou par charge. Leur degré de flexibilité élevé offre des avantages significatifs pour une planification de production, favorisant la réduction des temps de

traitement avec un coût plus économique, par ailleurs, ils nécessitent un faible encombrement au sol.



Fig. 2.3 – Vibrateur circulaire à grand rayon. [INT3].

Ils sont utilisés dans plusieurs domaines d'application : ébavurage, rayonnage, amélioration de surface, polissage et brillantage de pièces découpées, moulées, forgées ou usinées.

La cuve comporte une double paroi toroïdale de largeur et profondeur égales.

Ces parois garantissent un excellent mouvement de rotation et une parfaite immersion des pièces dans la charge de médias.

Le diamètre de la cuve est de 2,075 mm à 3,050 mm et son volume supérieur à 500 dm³.

Elle a un fonctionnement autonome dans une ligne automatisée avec des périphériques de chargement et déchargement des pièces.

Les machines circulaires à grand rayon offrent des solutions supérieures pour la finition de pièces.

Concernant les vibrateurs circulaires hélicoïdaux, le traitement est accompli dans une cuve de forme hélicoïdale montée sur des ressorts hélicoïdaux, à l'aide d'une commande de mis en marche et d'arrêt.

Un moteur électrique monté en bas dans la base de la machine fournit de l'énergie au vibreur qui se règle à l'aide des balourds qui sont reliés au moteur. Les pièces à traiter et les médias sont mis en contact et couverts par une couverture.

Ces machines sont utilisées dans les installations en continu.

- 1 : La commande de la machine
- 2 : cuve
- 3 : Couverture
- 4 : Le balourd
- 5 : Vibreur
- 6 : pont
- 7 : ressorts hélicoïdaux
- 8 : Base
- 9 : Réservoir
- 10 : Moteur électrique

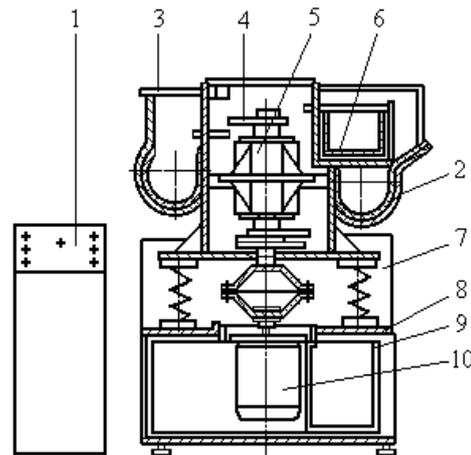


Fig. 2.4 – Schéma d'un vibreur circulaire avec une chambre de travail hélicoïdale.

Le vibreur circulaire spirale de type Rotomatic est particulièrement adapté à l'ébavurage, au décapage, au nettoyage, au rayonnage et à d'autres applications. Tous les Rotomatics sont équipés d'un système d'entraînement direct à haute énergie. Leur nouveau concept est caractérisé par une cuve multi-spires d'une longueur totale allant de 18 m jusqu'à 30 m (la largeur de la cuve de travail est de 200 mm), avec un moyen de réglage des durées de traitement.

Dans ce vibreur, la zone de séparation est directement intégrée dans la cuve, ce qui économise l'espace et le coût.



Fig. 2.5 – Un vibreur circulaire spirale de type Rotomatic. [INT3].

Les vibreurs en continu (circulaire, spirale ou linéaire)

Les installations en continu prennent une importance de plus en plus grande dans le domaine de la tribofinition grâce à toutes les innovations réalisées, elles sont l'aboutissement de la permanente volonté de perfectionnement dans le développement car le traitement en grande série de pièces est un grand défi pour tous les concepteurs.

Ce traitement présente plusieurs avantages : pas de mélange de lots de pièces, pas de coincement d'abrasifs avec les pièces ce qui nécessite un système de déclassement fiable et efficace des abrasifs usés.

Pour le fonctionnement des installations en continu, les pièces sont brassées dans une cuve (circulaire ou linéaire) remplie de médias de polissage et d'ébavurage durant une période bien déterminée pour obtenir le résultat souhaité. Les paramètres tels que la durée du traitement et l'état de surface demandée peuvent être ajustés grâce à une modification de l'inclinaison de la cuve de traitement et au réglage de la force centrifuge ou de la vitesse de traitement. En fin de traitement, une grande surface de tamisage assure la séparation des pièces des médias. En même temps que les pièces peuvent être rincées puis transférées à l'étape de traitements suivants, les abrasifs sont transférés par convoyeur puis ramenés à l'intérieur de la cuve. Les pièces seront séchées dans une machine de séchage.

Les installations en continu sont caractérisées par le chargement progressif et continu des pièces. Les temps de chargement et d'arrêt peuvent varier en fonction de leurs dimensions des pièces et de leur fragilité. De ce fait, cette technique est parfaitement intégrable dans les procédés automatisés.

Les vibreurs linéaires

Ils sont adaptés à toutes les opérations de la tribofinition. Ils permettent le traitement individuel des pièces, séparées par des cloisons amovibles et fixées sur des montages.

En fonction de leurs dimensions et de leurs types, les vibreurs linéaires sont entraînés par différentes motorisations. Le traitement s'effectue dans une cuve de traitement de forme U montée sur des ressorts hélicoïdaux. Un balourd monté au centre de la cuve fournit l'énergie nécessaire à la vibration. Les pièces et les médias, auxquels sont ajoutés de l'eau et un additif chimique, sont brassés dans la cuve de traitement dans une action linéaire rotative.

Il est également possible d'effectuer un traitement pièce contre pièce, sans médias.

L'effluent peut être recyclé via le système de centrifugation, ce qui permet la réduction de consommation en eau et en additif.

- 1 : Bâti (base) de la machine, 2 : Cuve de traitement,
- 3 : Environnement de travail (pièce + media),
- 4 : Plaque (revêtement), 5 : Bras support,
- 6 : Couvercle principale de la cuve, 7 : Balourd,
- 8 : Couvercle secondaire de trappe pour un dispositif de fixation des pièces,
- 9 : Ressorts hélicoïdaux.

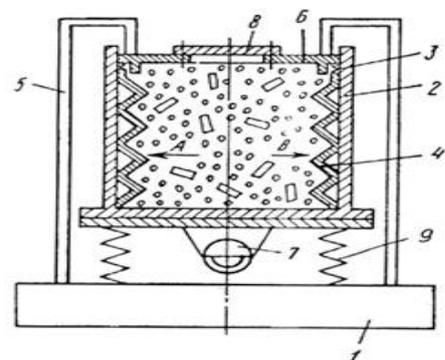


Fig. 2.6 – Schéma d'un vibreur linéaire.



Fig. 2.7 – Vibreur linéaire. [INT3].

Il existe plusieurs types de vibreur linéaire qui se diffèrent au niveau de leur motorisation.

Les vibreurs linéaires de type TE ont un moteur à entraînement direct qui est fixé sous la cuve de traitement.

Les vibreurs linéaires de type TS, deux groupes balourdés sont montés sur les flancs latéraux (gauche et droite) de la cuve de traitement.

Machines multibroches de type Smuritropie

Elles ouvrent de nouvelles perspectives de traitement de pièces de grande valeur, mais jusqu'à maintenant, seule la qualité d'un polissage manuel était acceptable.

L'efficacité des machines multibroches, grâce à leur motorisation spéciale, permet de réduire les durées de traitement d'un facteur 50 par rapport aux machines vibrantes et d'un facteur 10 par rapport aux machines à force centrifuge.

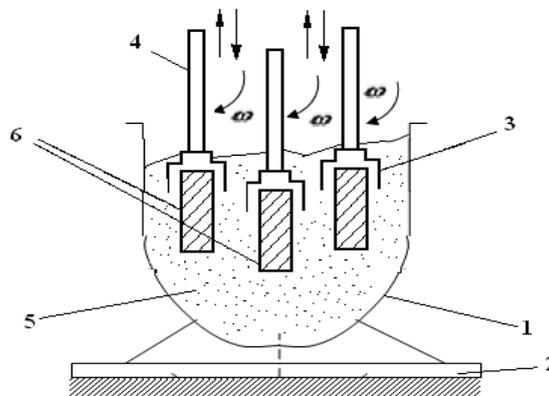


Fig. 2.8 – Schéma d'une machine multibroche de type Smuritropie.

1 : Cuve (fixe), 2 : Base de fixation, 3 : Intermédiaire de la broche,

4 : Broches (mobiles), 5 : Milieu actifs, 6 : Pièces.



Fig. 2.9 – Machine multibroche de type Smuritropie. [INT3].

Le coût d'exploitation des machines multibroches est très important à cause de leur puissance, leur rapidité du traitement et de la faible consommation d'abrasifs. En effet, à la différence des autres machines de tribofinition, la charge d'abrasifs est statique et seuls les éléments de cette charge en contact direct avec les pièces à traiter subissent une usure qui est due au frottement. La proportion d'abrasifs travaillant réellement est donc beaucoup plus réduite que dans les autres machines où la totalité de ces abrasifs est en mouvement, la plupart s'usant entre eux.

Durant le traitement, les pièces, fixées par l'intermédiaire de broches fixes sur un anneau rotatif, sont immergées dans la charge abrasive statique. Dans certains cas, les pièces peuvent aussi être animées d'un mouvement satellitaire par la mise en rotation des broches.

Le choix des machines multibroches peut s'imposer dans les cas suivants.

- Leur traitement manuel demande une main d'œuvre longue et coûteuse.
- Les pièces doivent être traitées de façon très régulière et reproductible.
- Les pièces sont constituées d'alliages de grande dureté.
- La morphologie des pièces est complexe et comporte de nombreuses arêtes.
- Les pièces extrêmement fragiles ne doivent pas risquer de s'entrechoquer.
- Les pièces doivent avoir un état de surface très fin.

Les multibroches sont utilisées pour les pièces suivantes :

- hélices marines ou aéronautiques,
- carcasses d'outils électroportatifs ou pneumatiques,
- implants chirurgicaux,
- poignées de porte (haute gamme),
- aubes de turbine,
- pignons et carters de boîtes de vitesse,
- pièces forgées (amélioration d'état de surface),

- composants d'armes,
- éléments de machines-outils,
- pièces de moteurs, pompes et vannes hydrauliques,
- pièces fragiles et de grande valeur.

Les avantages du système multibroches sont :

- machines équipées en série de 12 broches porte pièces rotatives permettant de fixer une ou plusieurs pièces,
- vitesse variable en continu,
- possibilité d'inversion de sens de rotation de l'anneau et des broches,
- mouvement satellitaire des broches pouvant être activé ou interrompu,
- vitesses de rotation de l'anneau et des broches indépendantes,
- angle d'inclinaison des broches réglable,
- dispositif intégré de lavage et de séchage des pièces,
- broches à pince automatique pour échange rapide des pièces.

Remarque. Il existe une machines mono-broches type Smuritropie qui consiste à un traitement pouvant aller d'un polissage agressif au Brillantage et elle est plus utilisée pour les jantes des véhicules (elle a le même mode d'utilisation que les machines multibroche sauf qu'elle est équipée d'une seule broche).



Fig. 2.10 – Machine monobroche. [INT3].

1.2. Tonneaux rotatifs

Ce sont des équipements à mouvement rotatif et non vibrant.

Ils permettent d'obtenir de très bons états de surface du fait d'un mouvement de glissement entre les pièces et les médias (phénomène de vague).

L'inconvénient de ces équipements tient à l'importance des temps de cycle.

Leur ergonomie peut-être assez intéressante car elle permet de transférer directement la charge (pièces + médias) dans un tamiseur de séparation.



Fig. 2.11 – Tonneau rotatif. [INT1].

1.3. Centrifugeuses à fond tournant

Elles sont principalement composées d'un moteur et d'une cuve de traitement avec revêtement polyuréthane.

La cuve de travail comporte deux parties. La partie supérieure est fixe et le fond de cuve ou plateau est tournant. Un interstice nommé joint, sépare ces deux parties.

Pendant le traitement, les pièces subissent un mouvement de type toroïdal, du fait du mouvement du plateau.

L'énergie générée par ce type d'équipement est environ 5 fois plus importante que dans un vibreur circulaire.

Elle est cependant environ 5 fois plus faible que dans les centrifugeuses satellitaires, qui n'ont pas l'inconvénient d'avoir un joint à entretenir.



Fig. 2.12 – Centrifugeuse à fond tournant. [INT1].

1.4. Centrifugeuses satellitaires

Ce sont des machines rotatives et non vibrantes.

Ces équipements sont composés des familles suivantes :

- centrifugeuses satellitaires à axe horizontal,
- centrifugeuses satellitaires à axe oblique.

Leur principal avantage est la très importante énergie qu'elles procurent aux médias, ce qui permet :

- de réduire de manière très sensible les durées des opérations d'ébavurage (l'intérêt est particulièrement marqué pour des matériaux durs ou pour des enlèvements de matière importants) ;
- d'utiliser des médias de taille très réduite, extrêmement difficiles à utiliser dans des vibreurs (la faible énergie des vibreurs ne permet pas de compenser l'inertie réduite des médias – liée à leur masse. De plus, la mise en mouvement ne se fait pas de manière correcte, et, les temps de cycles sont trop longs).



Fig. 2.13 – Centrifugeuse satellitaire. [INT1].

1.5. Tamiseurs

Ils séparent dimensionnellement des produits en vrac de tailles ou de formes différentes.

L'équipement est composé d'un bâti disposant d'une zone de réception des pièces, de deux moteurs générant le mouvement vibratoire et d'une grille de séparation. D'un côté sont transférés les produits pouvant traverser la grille, et de l'autre, les produits trop gros.

Les tamiseurs ou séparateurs vibrants sont utilisés pour séparer les pièces des médias et pour séparer les médias trop usés afin d'éviter que ceux qui sont trop petits ne se bloquent dans des perçages par exemple, et afin que les conditions opératoires soient constantes et les temps de cycle pas trop longs.



Fig. 2.14 - Tamiseur. [INT1].

1.6. Sécheurs

Ils permettent le séchage des pièces par un mouvement rotatif de type centrifuge.

Ils peuvent être équipés d'un chauffage électrique ainsi que d'un soufflage d'air (alternance air chaud – air froid) et équipés aussi d'un système de posage permettant de maintenir les pièces ou des lots de pièces afin d'éviter les chocs.



Fig 2.15 – Sécheur. [INT1].

2. Médias

2.1. Rôle des abrasifs

Les abrasifs sont les ingrédients de la tribofinition. Il en existe plusieurs types et ils diffèrent par leur composition, leur degré d'abrasion, leurs formes et leurs dimensions. Ils sont souvent à base de céramique, polyester, verre, ou plastique. Leur forme est très variable : cylindres, billes, cônes, pyramides, paraboloides, étoiles, tétraèdres,... etc.

Ces abrasifs permettent de réaliser des opérations d'ébavurage ou de polissage et d'apporter un traitement à la fois uniforme et constant.

Ils ont deux caractéristiques importantes :

- la dureté qui leur permet d'attaquer les matériaux les plus tendres,
- la taille et la géométrie des grains qui génère l'état de surface final (la rugosité).

Réalisés avec des matériaux particulièrement résistants à l'usure, ils sont toujours choisis en fonction du travail à effectuer :

- matériau abrasif pour des opérations vibro-abrasives,
- matériau non abrasif pour des opérations de finition,
- les matériaux métallique (bille, rouleau,...) pour le durcissement superficiel.

Pour le durcissement superficiel, habituellement, on prend des billes en acier traité de différents diamètres avec un rajout d'additif chimique.

La déformation de la surface sous l'action de la particule abrasive dépend en effet de plusieurs variables :

- la nature des matériaux antagonistes (abrasif/pièce),
- la forme, la taille et l'orientation de l'outil (abrasif),
- les forces agissant sur l'outil (abrasif),
- les trajectoires et vitesses imposées.

2.2. Caractéristiques des médias

- *La composition* de l'abrasif détermine son pouvoir de coupe ainsi que l'état de surface qu'on veut avoir pour les pièces traitées.
- *La forme* de la pièce à ébavurer détermine la forme de l'abrasif nécessaire. L'adaptation parfaite entre l'abrasif et la pièce permet de s'assurer que toutes les surfaces sont traitées uniformément et que l'abrasif ne coince pas. La forme de l'abrasif influence également sur le pouvoir de coupe. Les formes angulaires et à arêtes vives sont plus agressives que celles qui sont arrondies.
- *Les dimensions et le poids* sont des facteurs clés du pouvoir de coupe. Un abrasif lourd, de grande taille et de haute dureté, procure un état de surface plus grossier alors que pour les opérations de finition on choisit un abrasif léger, de petite taille et moins dur.



Fig. 2.16 – Médias (abrasifs sous plusieurs formes, tailles et matériaux).

Voici les caractéristiques des principaux abrasifs utilisés.

- *Les médias métalliques.* Ils présentent l'avantage d'avoir une densité souvent très supérieure à celle des médias plastiques ou céramiques et peuvent également se présenter sous des tailles très réduites.
 - Codification des formes les plus courantes :
ACC : cylindre coupe anglée ou biaise
SCC : cylindre coupe droite
BALL : bille
 - Codification des matériaux les plus fréquents :

Inox SS304	Cuivre
Inox 316L	Métaux exotiques
Acier	
- *Les médias céramiques ou porcelaine.* Ils sont caractérisés par une base (ou liant) minérale et une charge abrasive (oxyde d'Aluminium, carbure de silicium, carbure de bore, nitrure de bore, diamant...).

- Codification des formes les plus courantes :

ACC : Cylindre coupe anglée ou biaise

SCC : Cylindre coupe droite

ACT : Triangle coupe anglée ou biaise

SCT : Triangle coupe droite

P ou TET : Pyramide ou Tetrahedron

CONE : Cône

BALL : Bille ou sphère

STAR : Etoile

SCTS : Tristar coupe droite

ACTS : Tristar coupe anglée ou biaise

W : Wedge

SCS : Ellipse

- Codification des matériaux les plus fréquents :

Céramique :

MGA : abrasif

FGA : peu abrasif

Porcelaine :

FP : porcelaine fine

FPR : porcelaine très fine

- *Les médias plastiques.* Ils sont caractérisés par une base (ou liant) polyester et une charge abrasive (oxyde d'Aluminium, carbure de silicium, carbure de bore, diamant...).

- Codification des formes les plus courantes :

CONE : cône

TET : tetrahedron

P : pyramide

PARAB : paraboloïde

- Codification des matériaux les plus fréquents :

TKS-TKX : très abrasif

TKG : abrasif médium

TKP : polissant

3. Additifs chimiques

Ce sont des produits chimiques qui ont une très grande importance dans l'aspect chimique du procédé de la tribofinition car ils l'optimisent en termes de temps (économique) et de qualité (dureté et état de surface).

Leur choix doit être fait en tenant compte des facteurs suivants :

- le type de l'opération à effectuer (ébavurage, polissage, brillantage, effet mat, dégraissage, passivation...).
- le type du matériau à traiter.
- le type de l'abrasif à employer.
- le type d'équipement utilisé.
- les normes environnementales à respecter.

Ils peuvent être liquides, en poudre ou en pâte.

4.1. Les additifs liquides

Les composés liquides sont importants pour un travail optimal des techniques modernes de la tribofinition. Grâce à leur grande capacité de nettoyage, ils gardent les pièces et les abrasifs propres et les préparent pour le traitement de finition.

C'est le type le plus utilisé dans la tribofinition car il est le plus approprié et le plus économique et le moins polluant.

Le fluide, dans ce procédé de la vibro-abrasion sert

- à l'intensification du processus sur la surface à traiter,
- au refroidissement des échantillons.
- à la stabilité des outils coupants du milieu actif pour les protéger contre la saleté et la pollution.
- A la prévention de l'endurance des pièces à surface plane.
- A la protection de la surface superficielle de la corrosion.



Fig. 2.17 – Additifs liquides. [INT1].

Il existe trois types de fluides.

- **L'activateur chimique dans un milieu acide** est destiné au nettoyage des pièces en acier, à la destruction et l'enlèvement de la bavure et à l'intensification du processus de traitement.
- **L'activateur chimique dans un milieu alcalin (basique)** est destiné à l'enlèvement de la bavure, et au polissage.
- **L'activateur chimique dans un milieu neutre** est destiné au nettoyage, au lavage et à l'enlèvement des produits d'usure.

Les lubrifiants les plus utilisés sont les activateurs chimiques en milieu acide et basique, dans le but d'élargir et de renforcer leur action en rajoutant les éléments de la soude et du détergent...
. Pour le nettoyage, on utilise l'anhydride chromique CrO_3 .

Le volume de remplissage du fluide utilisé varie entre 3 et 5% par rapport à la chambre de travail. La durée de traitement ne doit pas dépasser deux heures ; dans le cas contraire, le pourcentage de saleté augmente et la concentration d'activation diminue.

Pour un traitement de longue durée, on utilise des solutions chimiques à concentration moindre, ce qui préserve leur propriété physico-chimiques.

Le débit de fluide varie de 2 – 10 litre/min, tout dépend de l'opération à réaliser, du volume de la chambre de travail, et de la rigidité des pièces à traiter.

Les fluides sont classés selon leur PH en trois classes :

- Neutre (PH=7).
- Acide (PH< 7).
- Basic (PH>7).

Le plus grand débit est utilisé pour un vibrateur avec une grande capacité de la chambre de travail.

Dans le tableau ci-après on introduit la composition de l'additif chimique liquide recommandé pour différentes opérations :

N°	Composition des additifs chimiques	Symbole	Concentration	Domaine d'exploitation
1	Silicate de sodium	$[\text{Na}_2\text{SiO}_3]$	20 – 30	Protéger les pièces de la corrosion, conservation de courte durée.
2	Hydroxyde de Sodium	$[\text{NaOH}]$	20	Protéger les pièces de la corrosion, conservation de courte durée.

3	Carbonate de soude	[Na ₂ CO ₃]	20	Protéger les pièces de la corrosion, conservation de courte durée.
4	Nitrate de sodium	[NaNO ₃]	20 – 30	Nettoyage, décalaminage.
5	Hydrate d'oxyde de sodium	[Na ₂ O, H ₂ O]	15	Nettoyage des surfaces épaisses de la calamine.
6	Phosphate de Sodium	[Na ₃ PO ₄]	20 – 30	Nettoyage des surfaces épaisses de la calamine.
7	Soude à l'ammoniac	[NH ₃ , NaOH]	20 – 30	Nettoyage des surfaces épaisses de la calamine.
8	Perchlorure de fer	[FeCl ₃]	2 – 10	Assure une couleur éclatante pour l'état de surface.
9	Polyacrylamides	$\left[\begin{array}{c} -CH_2 - CH - \\ \\ CONH_2n \end{array} \right]$	10	Assure la brillance du métal.

Tableau 2.1 – Les différents additifs chimiques liquides.

4.2. Les additifs en poudres

Sous forme de poudre les additifs ont un rôle secondaire : on les utilise lorsque d'autres produits ne suffisent pas pour certaines opérations :

- dégraissage massif,
- procédés spéciaux de décapage et de décalaminage,
- augmentation du pouvoir abrasif,
- nettoyage des abrasifs.

Il existe aussi des poudres très fines dont la taille est de l'ordre de la dizaine de nanomètres.

Ces poudres permettent d'obtenir des résultats particulièrement intéressants lorsque l'on recherche un état de surface de très haute qualité. Quelques exemples de ce type d'additifs sont présents dans le tableau suivant.



Fig. 2.18 – Additifs en poudres. [INT7]

N°	Composition des additifs chimiques	Domaine d'exploitation
1	poudre d'oxyde d'Aluminium	Bien adaptée pour des travaux d'ébavurage doux, mais également pour des travaux de préparation au polissage
2	poudre d'oxyde d'Aluminium	Destinée à des travaux de polissage fin. Nécessite une première étape de préparation au polissage avec une poudre de type poudre d'oxyde d'Aluminium ou équivalent
3	poudre de carbure de silicium purifiée	Bien adaptée pour des travaux d'ébavurage puissant. Elle peut avoir pour inconvénient de ternir les surfaces (inox par exemple) et nécessiter un ébavurage complémentaire à la poudre d'oxyde d'Aluminium avant de passer au polissage

Tableau 2.2 – Les différents additifs chimiques en poudre.

4.3. Les additifs en pâte

Les pâtes sont utilisées avec des médias en vibreurs circulaires et machines à force centrifuge pour obtenir un état de surface lisse et très brillant (finition des surfaces sensibles). Avec la pâte et les médias, et adapté à tous les problèmes spécifiques car elle peut être utilisée comme pâte de polissage ou d'ébavurage.

Cette même pâte s'accorde à la structure des surfaces et les affine de façon économique en respectant l'environnement.

Les produits en poudre sont l'évolution logique de nos pâtes déjà éprouvées.

Et on en trouve plusieurs types qui se différencient avec le type de matériaux utilisés (Acier, Cuivre, Aluminium, Zinc.....) et le travail à faire (Ébarbage, Ébavurage, Rayonnage, Superfinition, Brillantage, Polissage....).



Fig 2.19 – Additifs en pâte. [INT7]

Et parmi les différents types de pâte on trouve :

- pâte de polissage,
- pâte d'ébavurage universelle,
- pâte à effet légèrement abrasif,
- pâte de polissage avec brillantage,
- pâte de brillantage pour la finition de pièces pré-polies,
- pâte légèrement abrasive ayant une bonne action de brillantage et de polissage,
- pâte universelle pour polissage avec pouvoir abrasif réduit,
- pâte de polissage avec bonne capacité de brillantage,
- produit spécial pour métaux non ferreux et précieux,
- pâte d'ébavurage avec pouvoir abrasif renforcé,
- pâte d'ébavurage très et extrêmement mordante.

Chapitre III

**Conception du vibreur
circulaire (Différents organes
du vibreur)**

Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons les différentes parties du vibreur circulaire qui sont conçus par le logiciel Solidworks, leur principes de fonctionnement, leur dessins d'ensembles et dessins de définition de chaque éléments de la machine en précisant les cotations avec leurs tolérances dimensionnelles et géométriques, l'état de surface et les ajustements.

Sans oublier d'apporter les liaisons mécaniques les plus connues avec leurs caractéristiques.

1. Vibreur circulaire

C'est un vibreur circulaire de taille moyenne avec une capacité de la chambre de travail de $84,42 \text{ dm}^3$, conçu pour traiter des pièces de petite et moyenne dimensions. Le moteur électrique, qui est positionné au dessous de la chambre de travail, fournit une puissance de 1.1 kW et génère un mouvement rotative sur son arbre (l'arbre intermédiaire) qui le trasmet à l'arbre du vibreur à l'aide d'un manchon rigide. Deux balourds mentés aux deux extrémités de l'arbre principale permettent de générer des vibrations d'une amplitude qui varie entre 0.5 mm et 5 mm. La figure 3.1 illustre le schéma d'ensemble du vibreur circulaire.

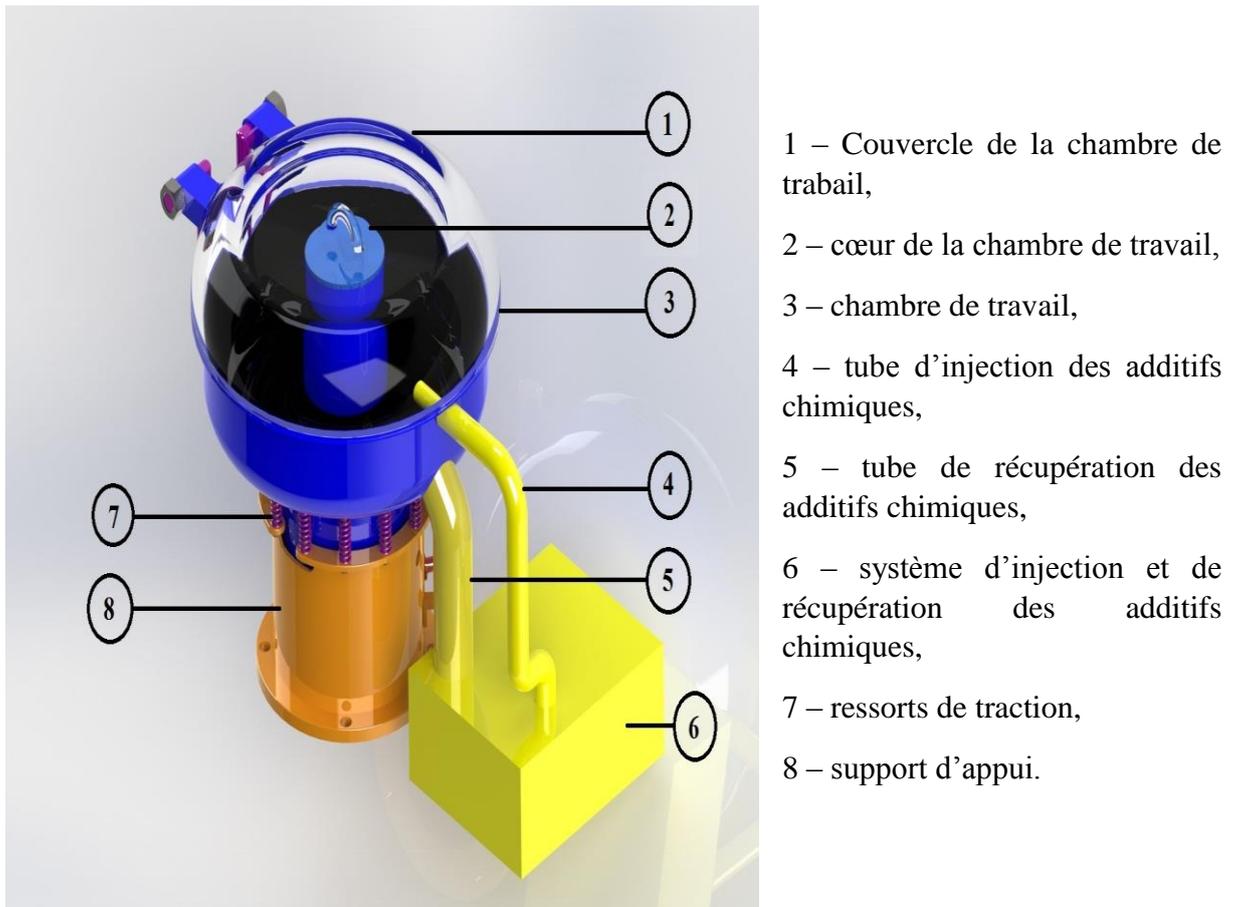
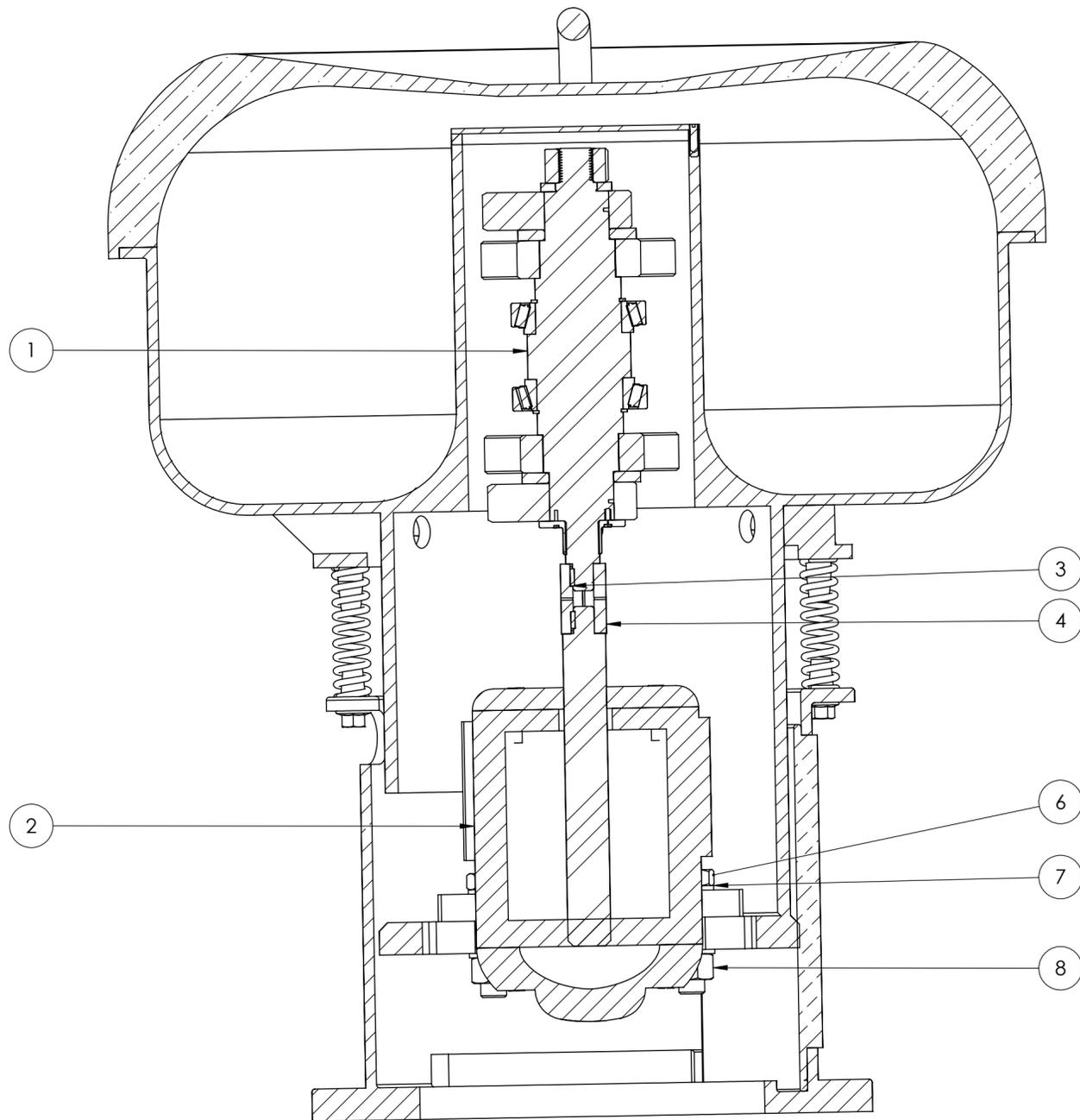
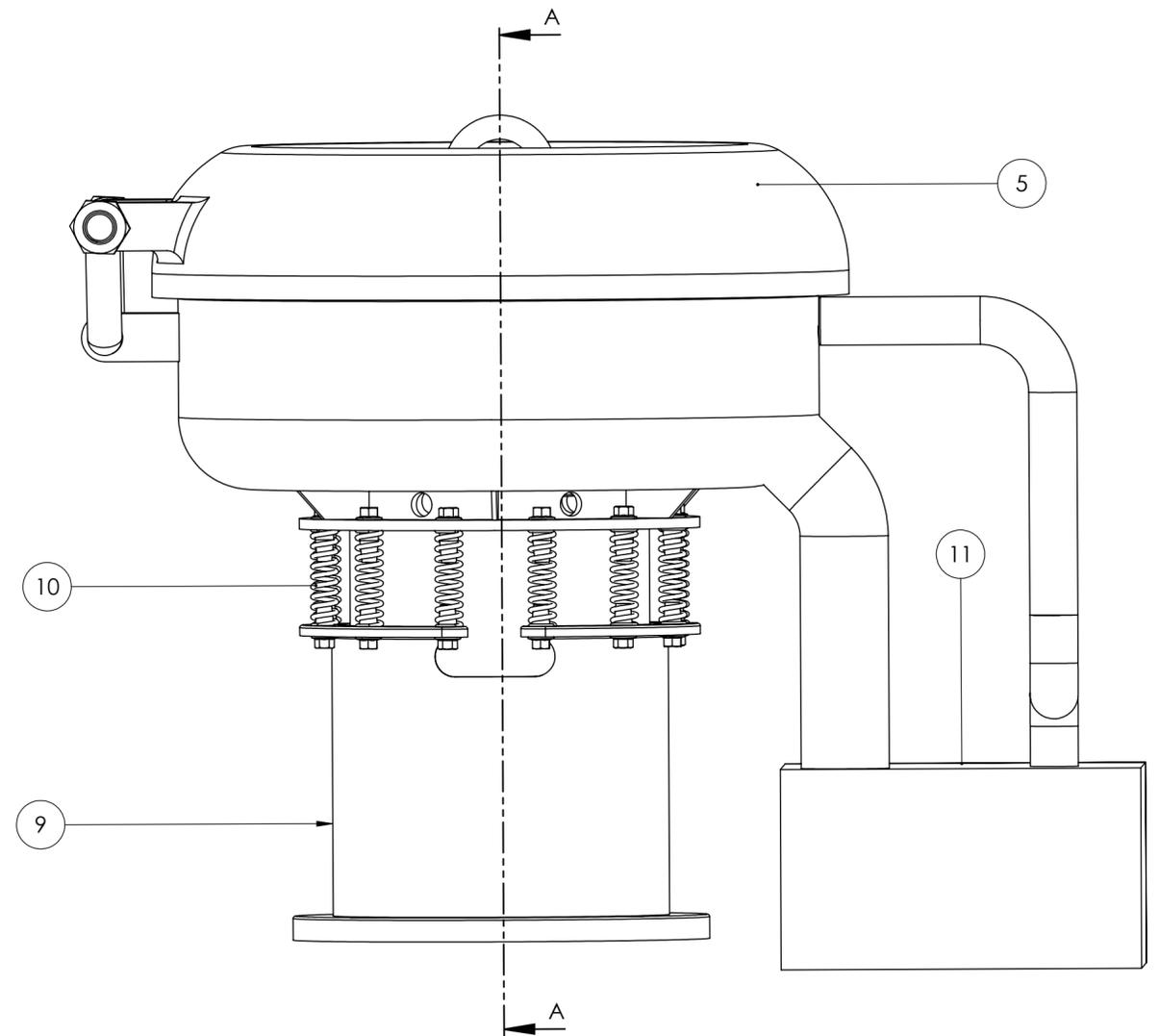


Fig. 3.1 – Vibreur circulaire conçu sous Solidworks.

La figure suivante représente le dessin d'ensemble du vibreur circulaire.



COUPE A-A
ECHELLE 1 : 4



No. ARTICLE	NUMERO DE PIECE	QTE
1	Organe 2	1
2	Moteur électrique	1
3	Key ISO 2491 6x4-20-A	2
4	Accouplement rigide_arbre moteur-arbre vibrateur	1
5	Organe 3	1
6	ISO 7412 - M24 x 100 --- 41-CC	4
7	Washer ISO 7089 - 24	8
8	Hexagon Nut ISO - 4033 - M24 - D - C	4
9	Organe 4	1
10	ressort	12
11	Organe 5	1

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECHELLE		Pièce : Vibrateur circulaire	E. N. P Génie Mécanique
1 : 6			
ETUDIANT	M. A. BENSALÉM	Matériau :	
Promoteur	D. SAIDI		
Co-promoteur	M. BOUAZIZ		

1.1. Moteur électrique

Le moteur électrique représente la source d'énergie qui fait tourner l'arbre principal du vibreur avec une puissance de 1.1 KW et une tension de 380 V.

Ce moteur, qui représente l'organe 1 dans l'ensemble du vibreur circulaire, est utilisé pour l'entraînement de l'arbre du vibreur circulaire.

Voici sa représentation sur la figure 3.3.

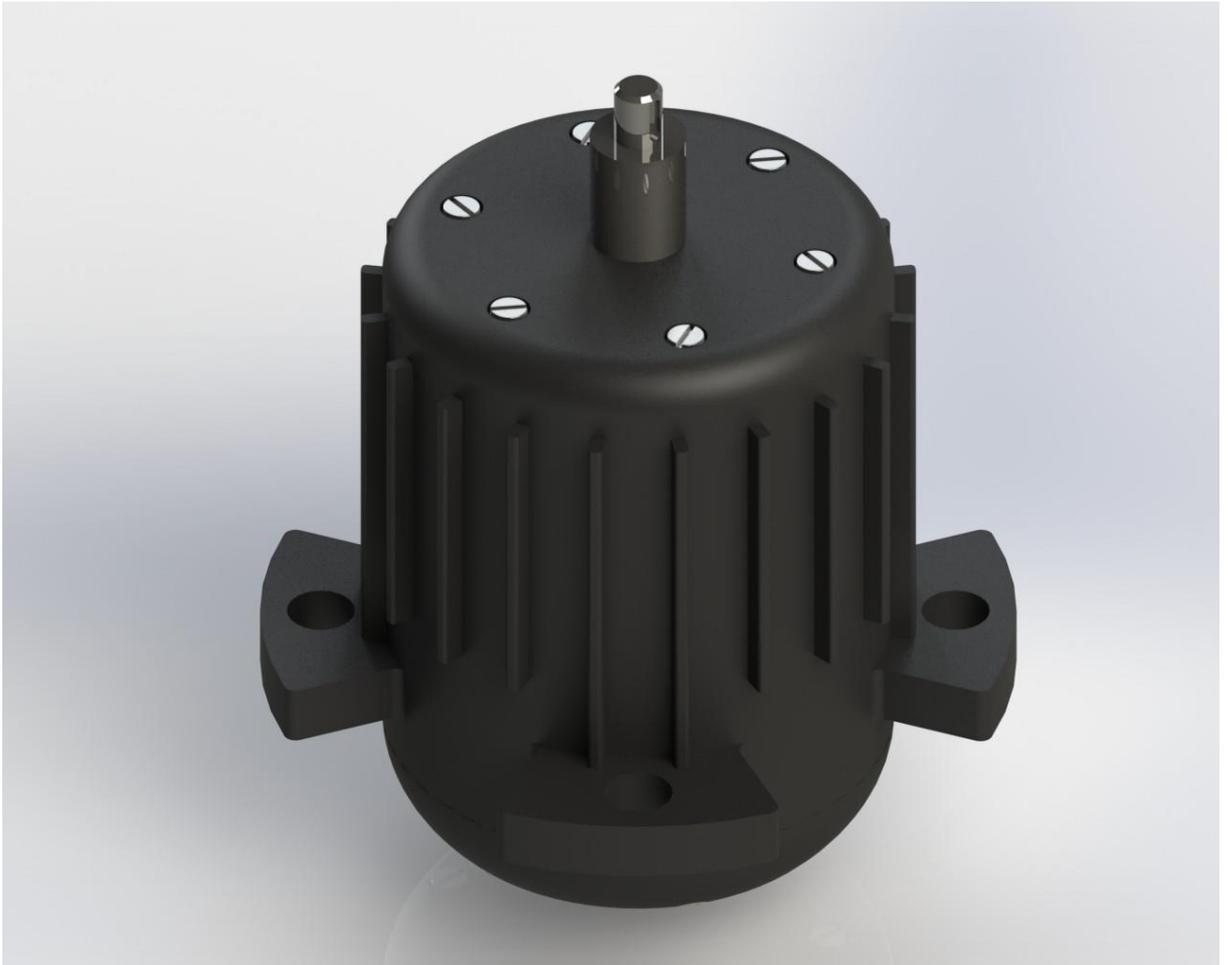
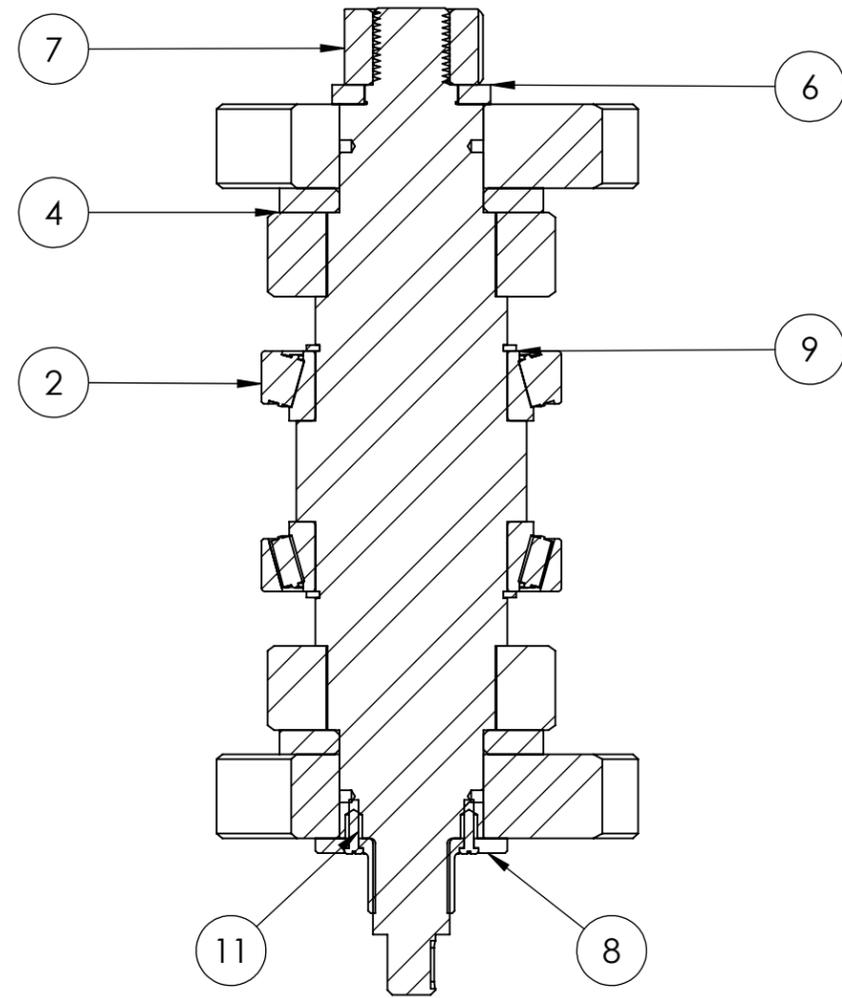
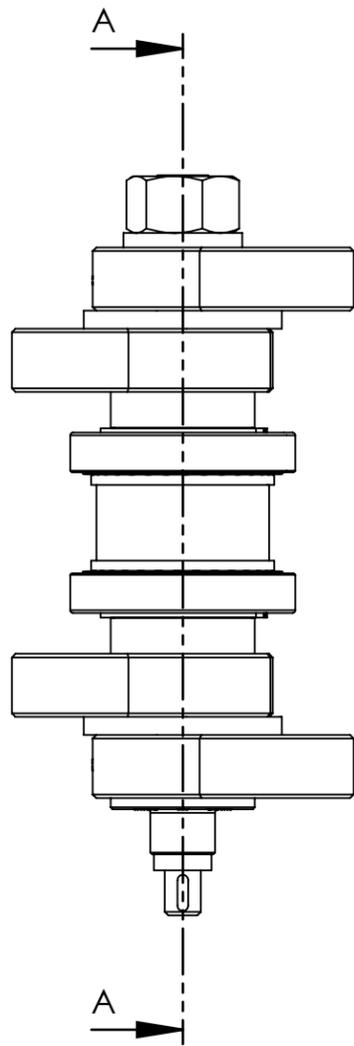
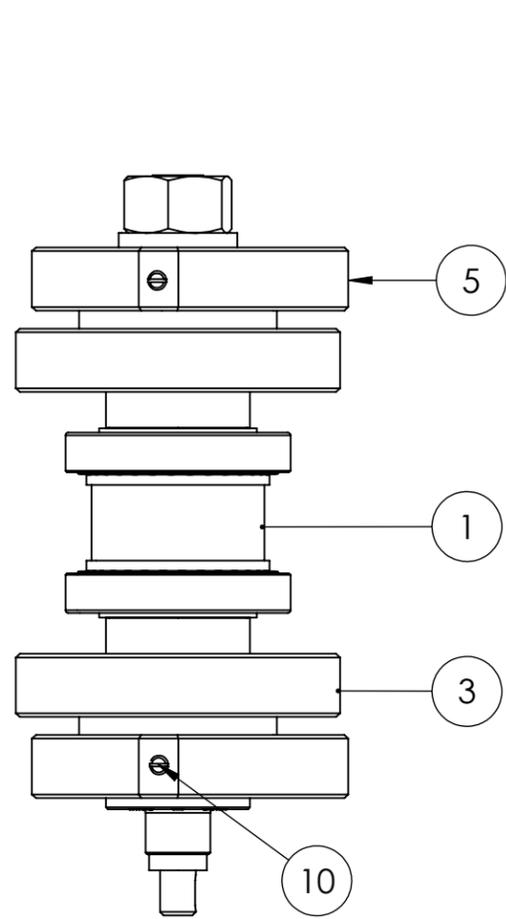


Fig.3.3 – Moteur électrique d'entraînement du vibreur.

Pour ce qui suit, on va donner les dessins des organes (groupes) constituant notre vibreur circulaire.

- Organ 2 : qui représente l'arbre du vibreur avec les différents éléments mécaniques nécessaires,
- Organ 3 : qui représente la chambre de travail avec ses accessoires,
- Organ 4 : qui représente les éléments du support d'appui,
- Organe 5 : qui représente le bloc de l'injection et de la récupération de l'additif chimique.



COUPE A-A
ECHELLE 1 : 3

No. ARTICLE	NUMERO DE PIECE	QTE
1	arbre du vibreur	1
2	ISO 355-3 - 3CC80 - Full,DE,AC,Full	2
3	balourd fixe	2
4	rondelle entre les balourds	2
5	balourd réglable	2
6	DIN 7989-39-A-St	1
7	Hexagon Nut ISO 4034 - M36 - C	1
8	bride mécanique	1
9	Circlip DIN 471 - 80 x 2.5	2
10	ISO 1580 - M6 x 25 --- 25C	2
11	ISO 1580 - M4 x 20 --- 20N	8

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

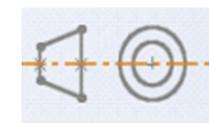
ECHELLE

1:4

ETUDIANT

Promoteur

Co-promoteur



M. A. BENSALÉM

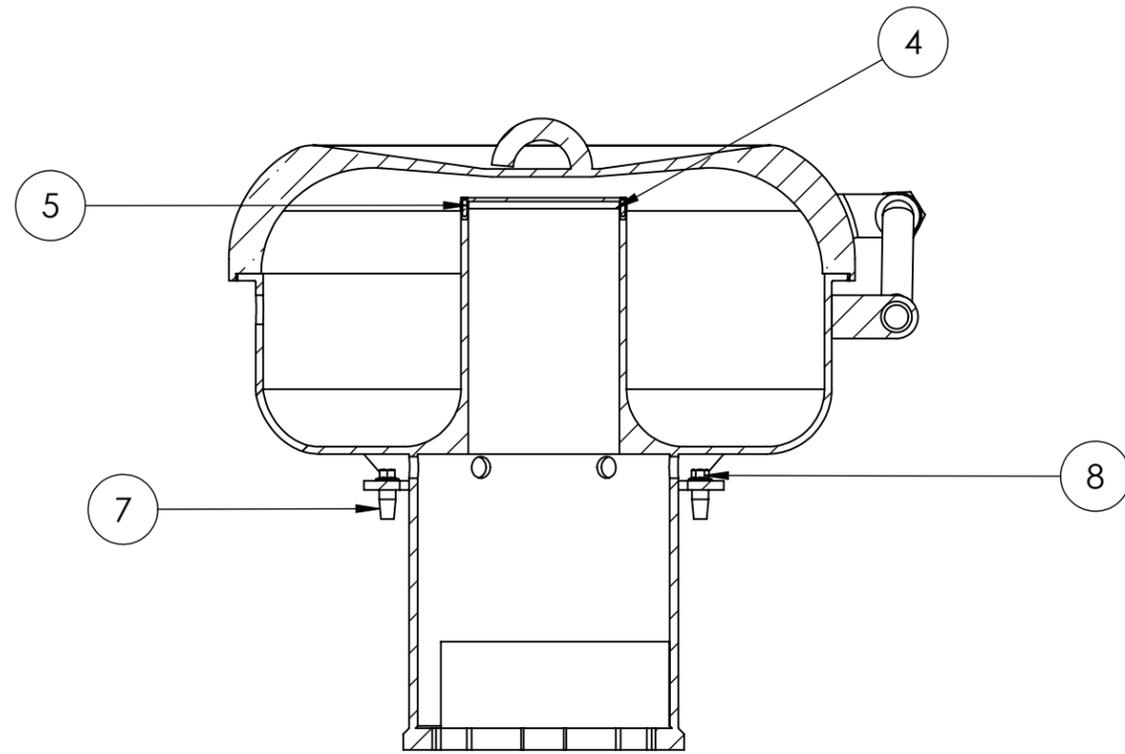
D. SAIDI

M. BOUAZIZ

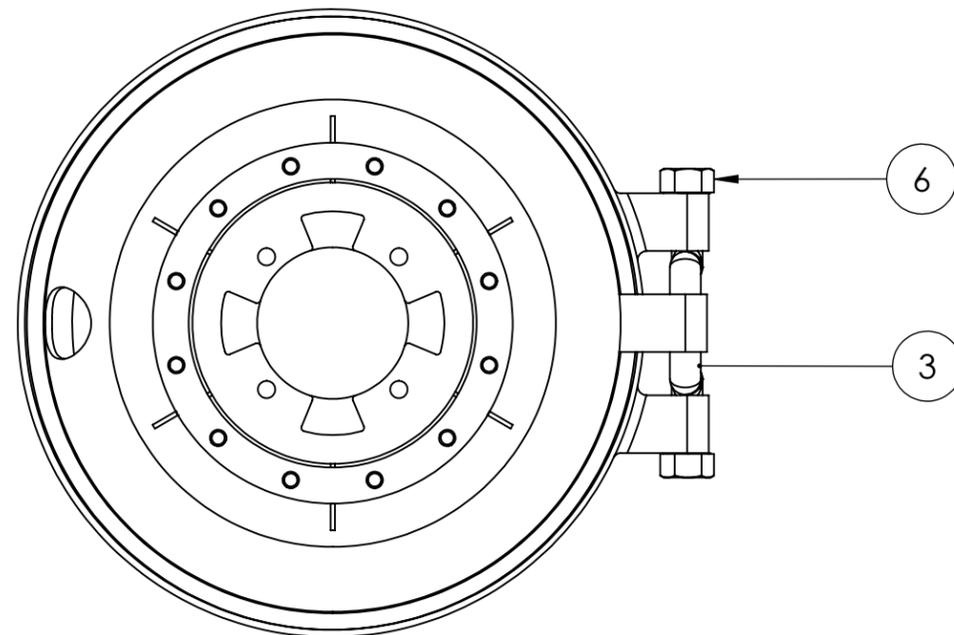
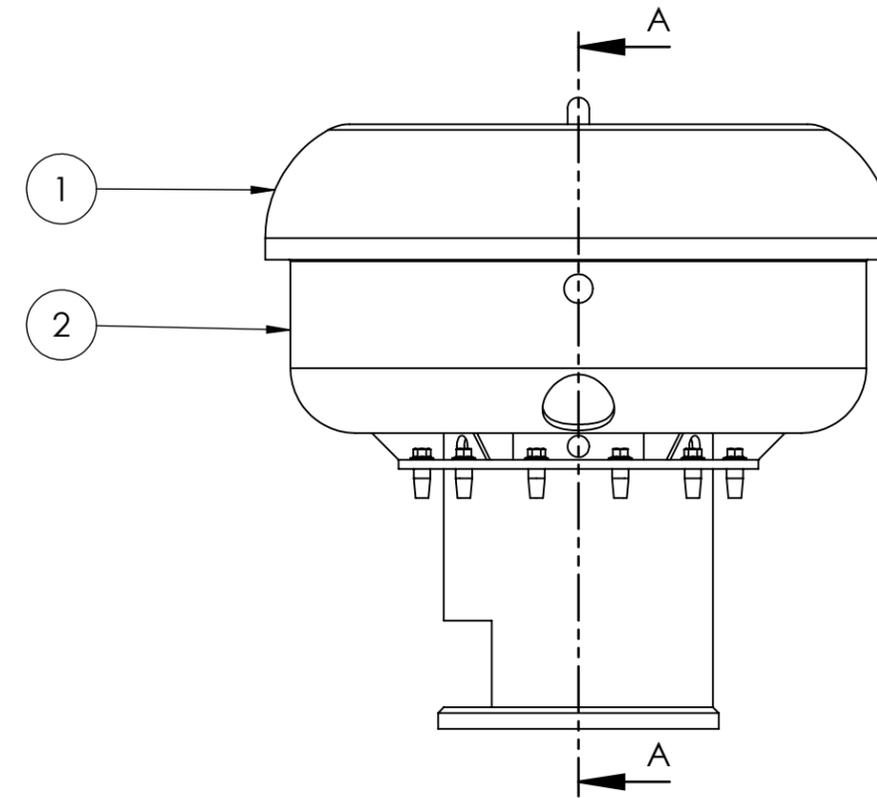
Pièce : Organe 2

Matériau :

E. N. P
Génie Mécanique



COUPE A-A
ECHELLE 1 : 10



No. ARTICLE	NUMERO DE PIECE	QTE
1	couvercle de la chambre de travail	1
2	Chambre du travail	1
3	liaison couvercle-chambre de travail	2
4	Couvercle du coeur de la chambre de travail	1
5	ISO 4766 - M8 x 30-C	8
6	Hexagon Nut ISO - 4032 - M42 - W - C	2
7	pièce de la fixation du ressort	12
8	ISO 4162 - M16 x 35 x 35-C	12

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECHELLE

1 : 10

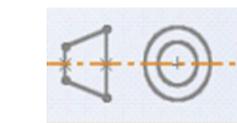
ETUDIANT

M. A. BENSALÉM

Promoteur

D. SAIDI

Co-promoteur



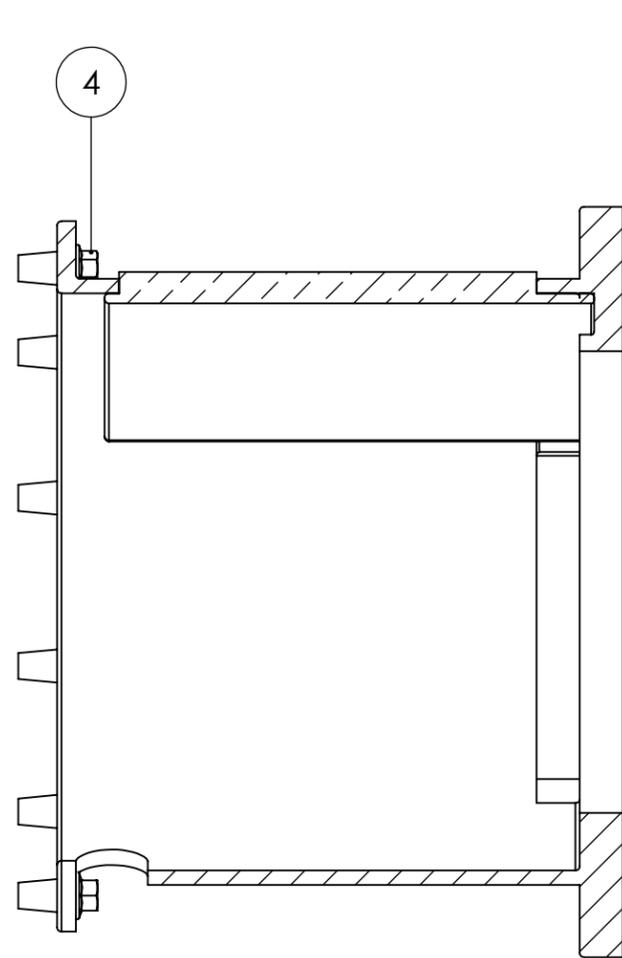
Pièce :

Organe 3

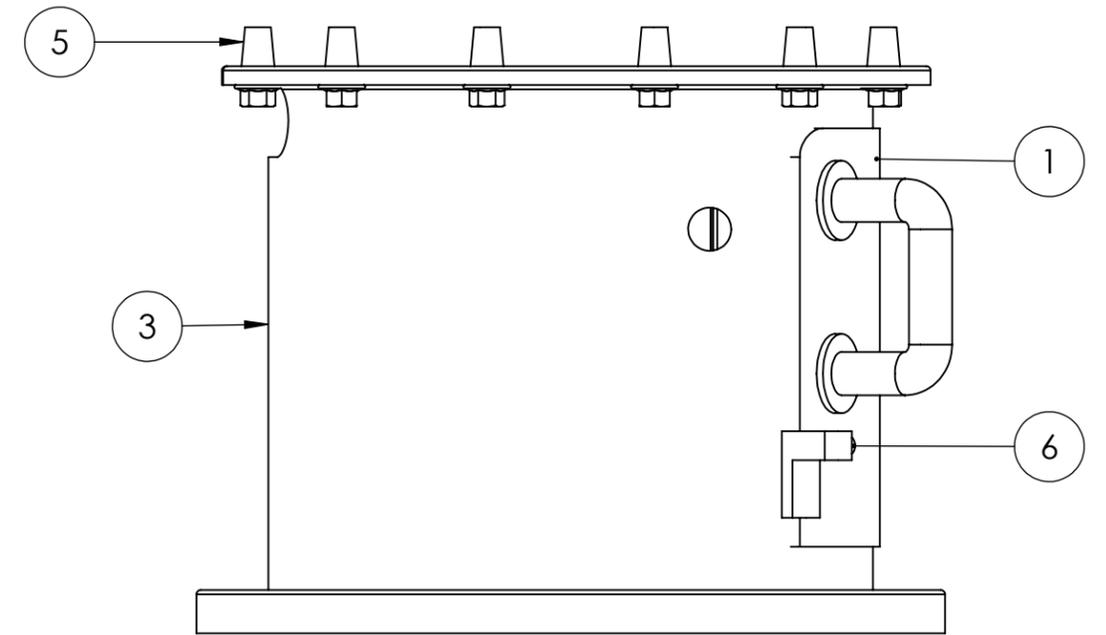
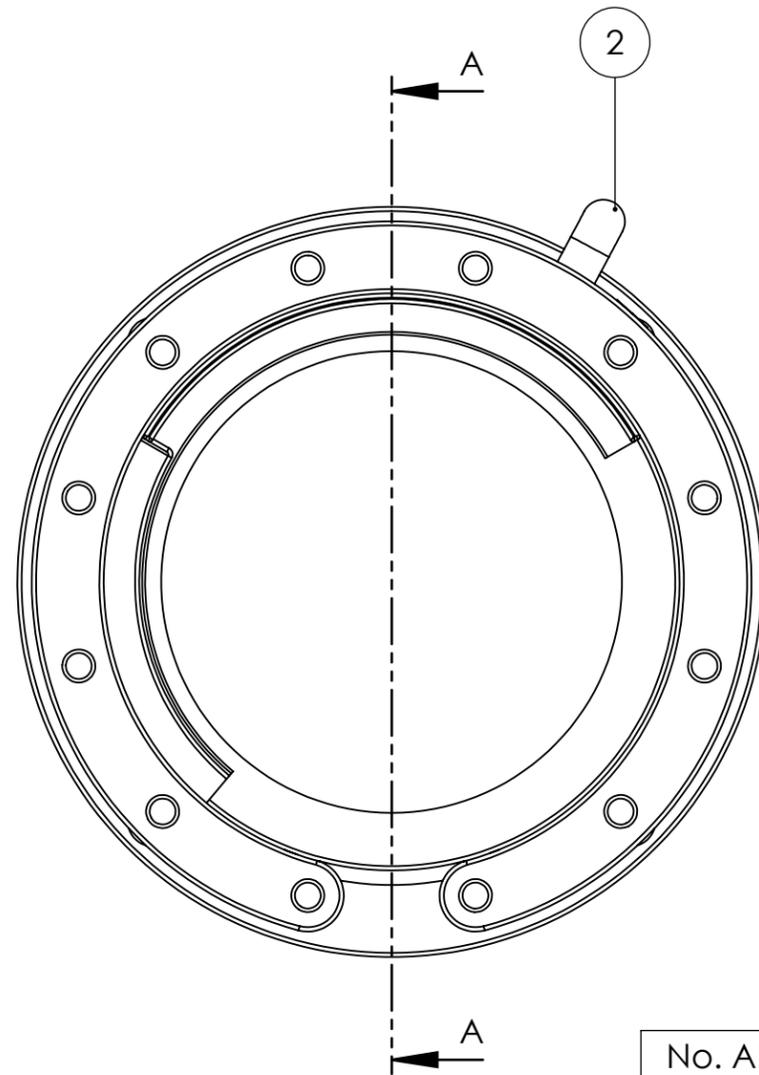
Matériau :

E. N. P

Génie Mécanique

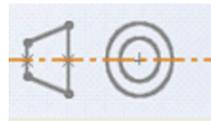


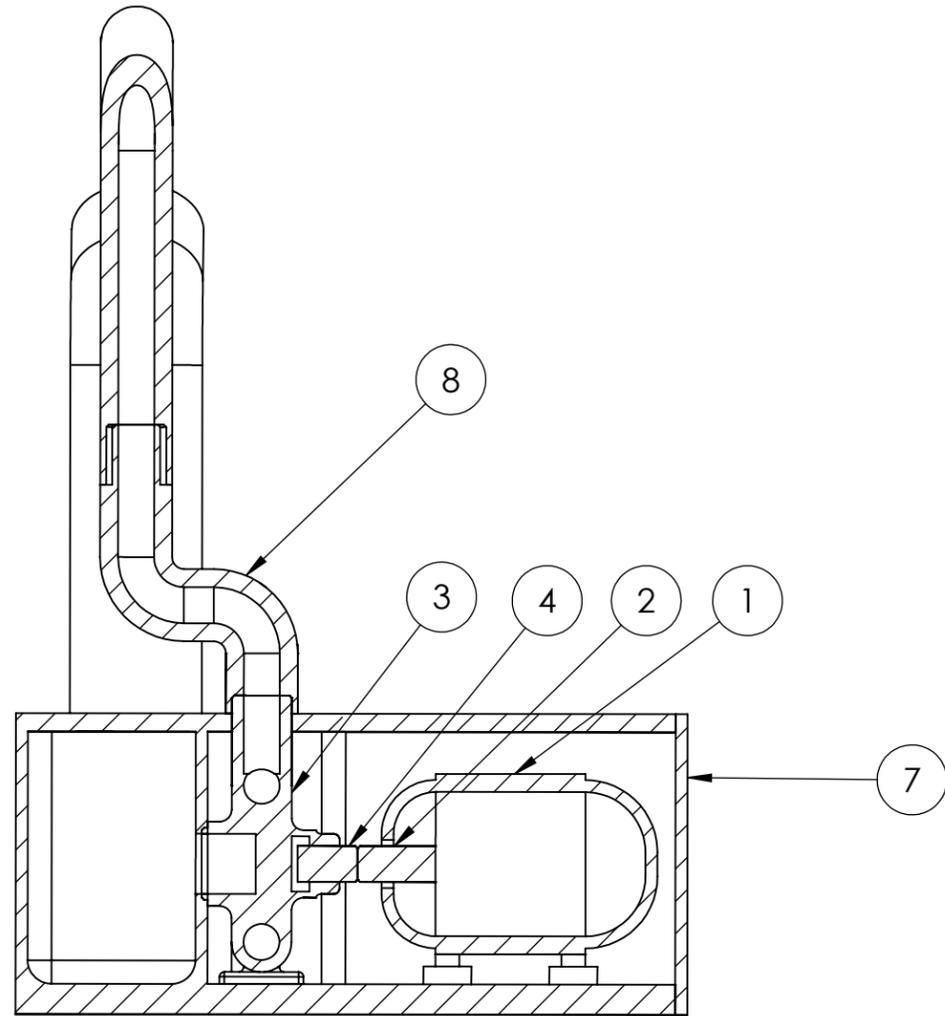
COUPE A-A
ECHELLE 1 : 5



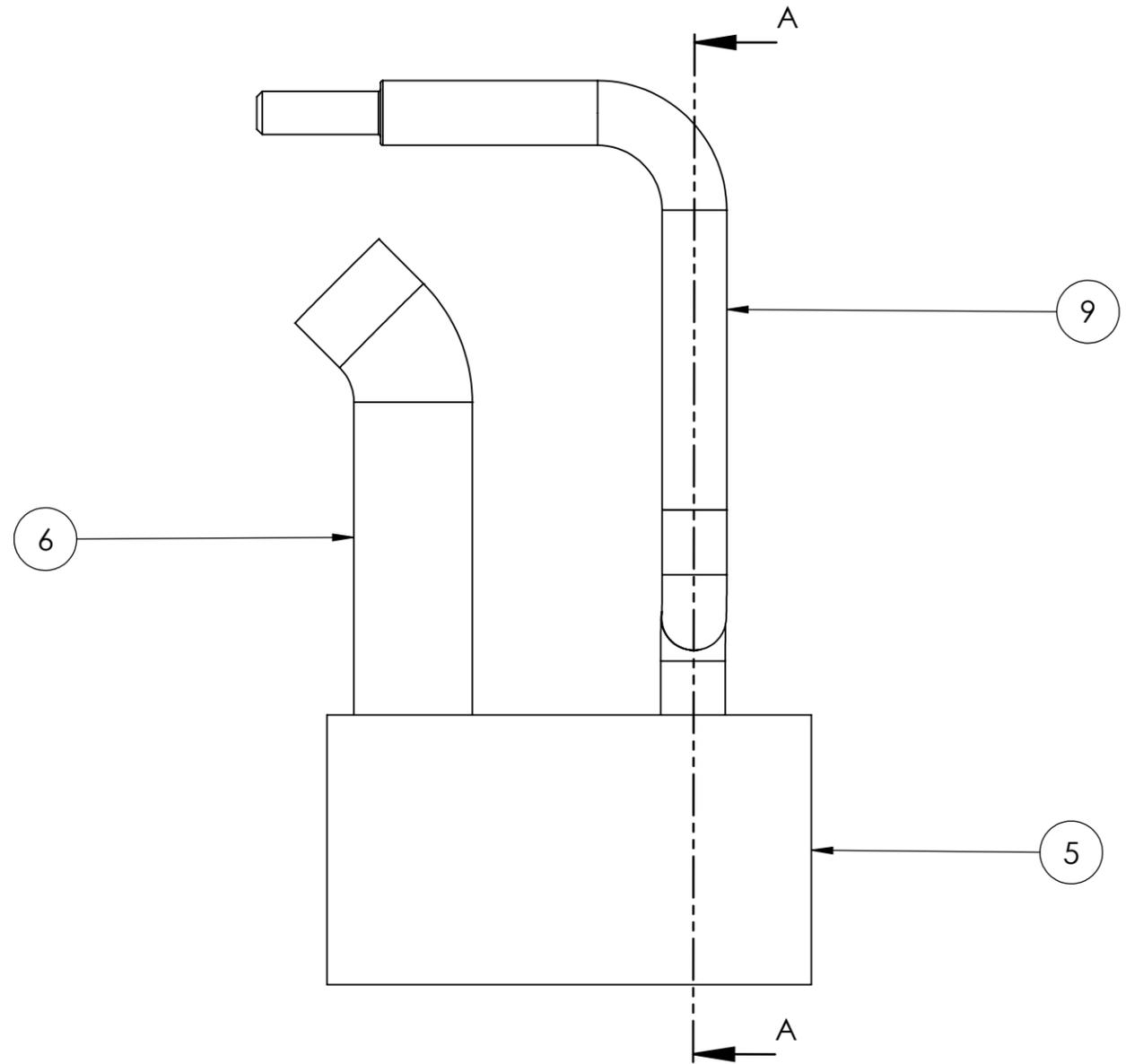
No. ARTICLE	NUMERO DE PIECE	QTE
1	Porte d'accès au moteur	1
2	Poigné	1
3	support d'appui	1
4	ISO 4162 - M16 x 35 x 35-C	12
5	pièce de la fixation du ressort	12
6	BT8.3.1M - 8 x 1.25 x 20 Hex SHCS -- 20NHX	1

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

<i>ECHELLE</i>		<i>Pièce :</i> <i>Organe 4</i>	<i>E. N. P</i> <i>Génie Mécanique</i>
<i>1 : 5</i>			
<i>ETUDIANT</i>	<i>M. A. BENSALÉM</i>	<i>Matériau :</i>	
<i>Promoteur</i>	<i>D. SAIDI</i>		
<i>Co-promoteur</i>	<i>M. BOUAZIZ</i>		



COUPE A-A
ECHELLE 1 : 6



No. ARTICLE	NUMERO DE PIECE	QTE
1	Moteur 2	1
2	arbre du moteur 2	1
3	la pompe	1
4	arbre pompe	1
5	corps du système de récupération et d'injection de l'additif chimique	1
6	Tube de récupération	1
7	Porte 2	1
8	Tube intermédiaire	1
9	Tube d'injection	1

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			E. N. P Génie Mécanique
<i>ECHELLE</i> 1 : 6		<i>Pièce :</i> Organe 5	
<i>ETUDIANT</i> M. A. BENSALÉM	<i>Promoteur</i> D. SAIDI	<i>Matériau :</i>	
<i>Co-promoteur</i> M. BOUAZIZ			

1.1. Arbre du vibreur

Citons maintenant l'organe cœur du vibreur circulaire qui est l'arbre du vibreur sur lequel sont montés des balourds fixes, des balourds réglables, des rondelles, des roulements, des anneaux élastiques, un écrou, une bride et une clavette parallèle.

Les deux roulements servent pour le guidage en rotation de l'ensemble. Les bagues intérieures sont bloquées d'un côté par des épaulements sur l'arbre et de l'autre côté par des anneaux élastiques (circlips), alors que ceux de l'extérieur seront bloquées sur la surface intérieur du cœur de la chambre du travail qui convient à l'emplacement de cet arbre.

Les deux balourds fixes sont montés sur les parties cannelées de l'arbre suivis par des rondelles, puis par les balourds réglables qui seront bloqués axialement, pour celui de la partie haute de l'arbre, par un système vis-écrou, et pour l'autre de la partie basse par une bride mécanique convenable.

Le blocage radial de ces balourds se fait à l'aide d'une vis.

La clavette permet la liaison directe entre l'arbre du vibreur et le manchon rigide.

1.1.1. Dimensionnement de l'arbre

Cette étape consiste à faire un calcul de résistance aux couples de torsion et de flexion combinées afin d'obtenir le diamètre optimum de l'arbre principal en utilisant le critère de Von Mises.

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_f)^2 + 3(\tau_t^2 + \tau_c^2)} \quad (3.1)$$

Le choix du diamètre de l'arbre doit satisfaire la condition suivante

$$\sigma_e \leq R_{pg} \quad (3.2)$$

tel que : $R_{pg} = R_g/s$, avec s coefficient de sécurité, généralement, égal à 2,

$R_g = 0.5$ à $0.8 R_e$, pour notre cas $R_g = 0.5 R_e$

Où :

σ_e , contrainte équivalente de Von Mises,

σ_t contrainte normale de traction / compression $\sigma_t = 4N/\pi D^2$,

σ_f contrainte normale de flexion: $\sigma_f = 32M_f/\pi D^3$,

τ_t contrainte tangentielle de torsion $\tau_t = 16M_t/\pi D^3$,

τ_c contrainte tangentielle de cisaillement $\tau_c = T/\pi D^2$,

R_{pg} résistance pratique élastique au glissement.

Pour le cas étudié, la condition de résistance prend la forme suivante

$$\sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau_t^2} \leq R_{pg} \rightarrow \sigma_f^2 + 3\tau_t^2 \leq \left(\frac{R_e}{4}\right)^2$$

Le couple torsion est celui fourni par le moteur et : $M_t = \frac{P}{\omega}$ (3.3), $M_t = \frac{1100}{2\pi f}$

Pour avoir le couple maximum, on choisit la fréquence la plus basse $f = 15 \text{ s}^{-1}$,

$$M_t = \frac{1100}{2\pi \cdot 15} = 11671,36 \text{ N.mm}$$

Le couple de flexion M_f

$$M_f = Q \cdot l \text{ (3.4)}$$

où :

Q : poids des balourds (N),

l : distance entre la section moyenne sur laquelle sont montés les deux balourds et la section d'appui (mm).

donc, $M_f = 2 \times (3432,22929 + 3525,55608) \cdot 10^{-3} \times 9,81 \times 74,5 = 10170,13 \text{ N.mm}$

On tire la valeur de R_e du matériau choisi pour la conception de l'arbre à partir de Solidworks, $R_e = 620,42 \text{ N.mm}$

En remplaçant dans l'équation, on obtient

$$\left(\frac{32M_f}{\pi D^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16M_t}{\pi D^3}\right)^2 \leq \left(\frac{R_e}{4}\right)^2$$

$$\left(\frac{1}{D^6}\right) \left(\left(\frac{32M_f}{\pi}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16M_t}{\pi}\right)^2 \right) \leq \left(\frac{R_e}{4}\right)^2$$

$$\left(\frac{1}{D^6}\right) \leq \frac{(R_e \times \pi)^2}{16 \times \left((32M_f)^2 + 3 \cdot (16M_t)^2 \right)}$$

$$D^6 \geq \frac{16 \times \left((32M_f)^2 + 3 \cdot (16M_t)^2 \right)}{(R_e \times \pi)^2}$$

$$D^6 \geq \frac{16 \times \left((32 \times 10170,13)^2 + 3 \cdot (16 \times 11671,36)^2 \right)}{(620,42 \times \pi)^2}$$

$$D \geq 9,802 \text{ mm}$$

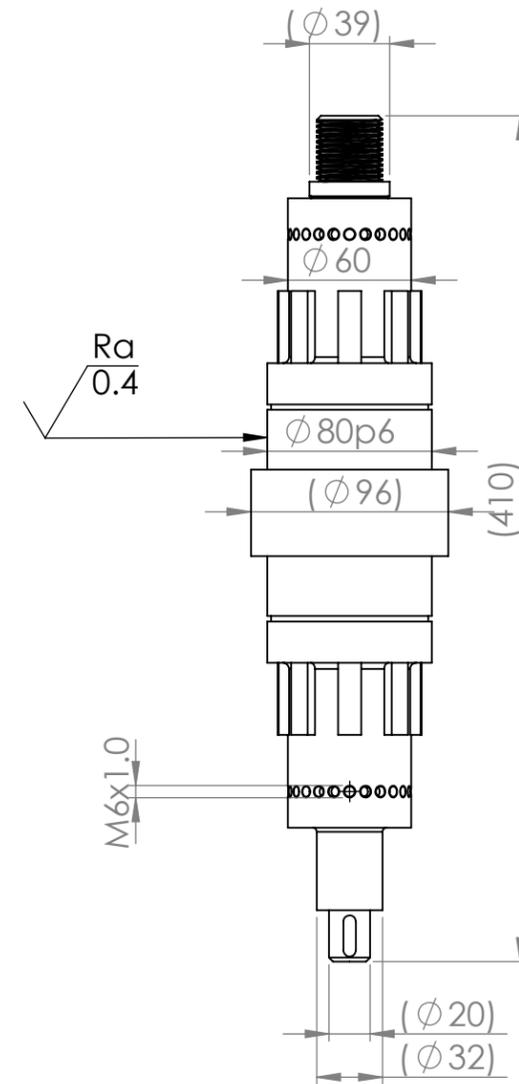
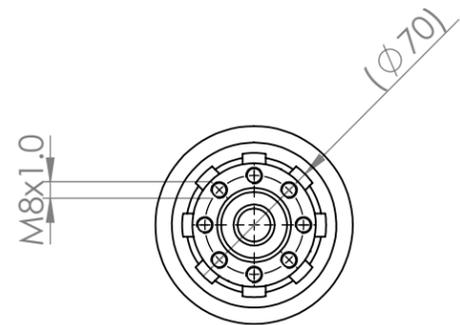
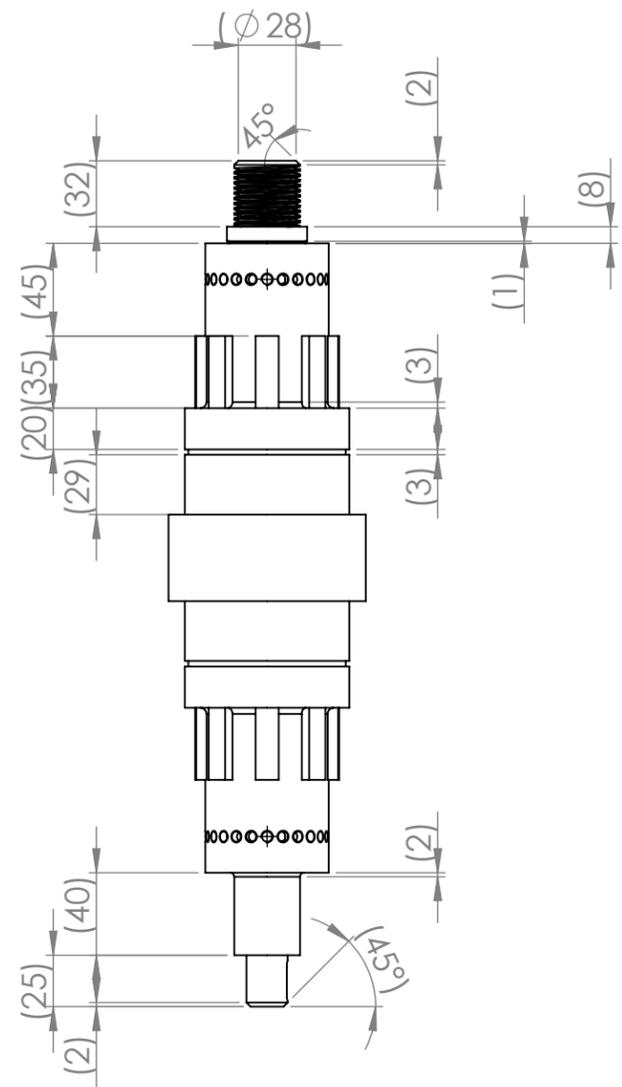
Le diamètre le plus petit de l'arbre est de 30 mm, par contre le diamètre le plus grand de l'arbre est de 96 mm, les balourds sont montés sur un diamètre de 60 mm.

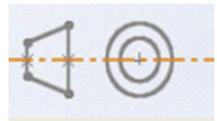


Fig. 3.8 – L'arbre du vibreur conçu sous Solidworks.

Le logiciel Solidworks, nous permet d'obtenir la masse de l'arbre du vibreur qui est de 10,22 kg.

Et voici le dessin de définition de l'arbre principal du vibreur.



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			E. N. P Génie Mécanique
ECHELLE		Pièce : 2 - 1 - Arbre du vibreur	
2:7			
ETUDIANT	M. A. BENSALÉM	Matériau : Acier allié	
Promoteur	D. SAIDI		
Co-promoteur	M. BOUAZIZ		

1.1.1. Balourds

Les balourds sont des masselottes, fabriqués en acier allié avec la nuance suivante 28Cr4 montés sur un arbre cannelé, qui génèrent les vibrations.

Notre vibreur contient deux types de balourds :

Balourds fixes et *balourds réglables*, de mêmes dimensions (190 mm de diamètre et 35 mm d'épaisseur) montés soit alignés verticalement sur le même axe soit désaxés à un certain angle.

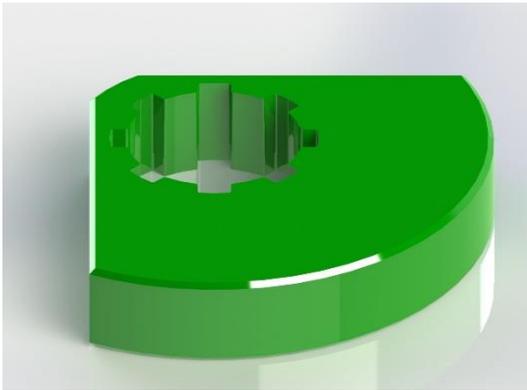


Fig. 3.10.a – Balourd fixe conçu sous Solidworks.

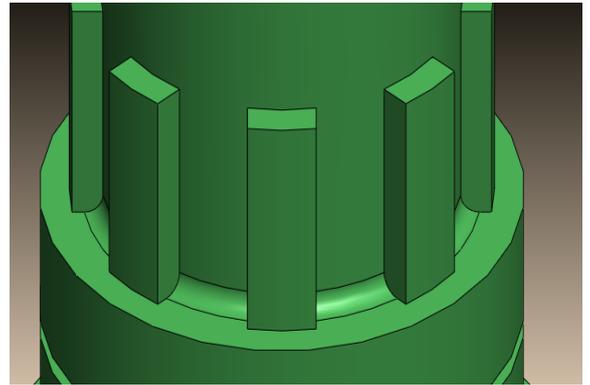


Fig. 3.10.b – L'emplacement du balourd fixe sur l'arbre principal du vibreur.

Ils sont bloqués d'un côté par un épaulement et de l'autre côté par le balourd réglable.

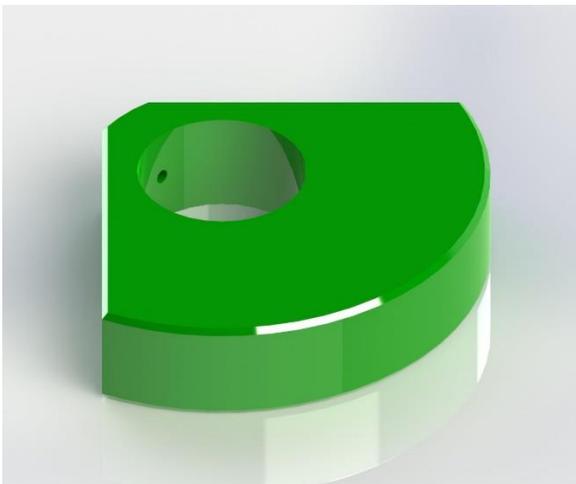


Fig. 3.11.a – Balourd réglable conçu sous Solidworks.

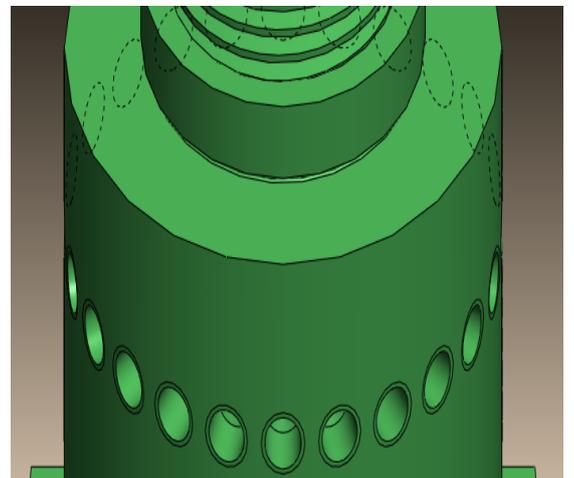
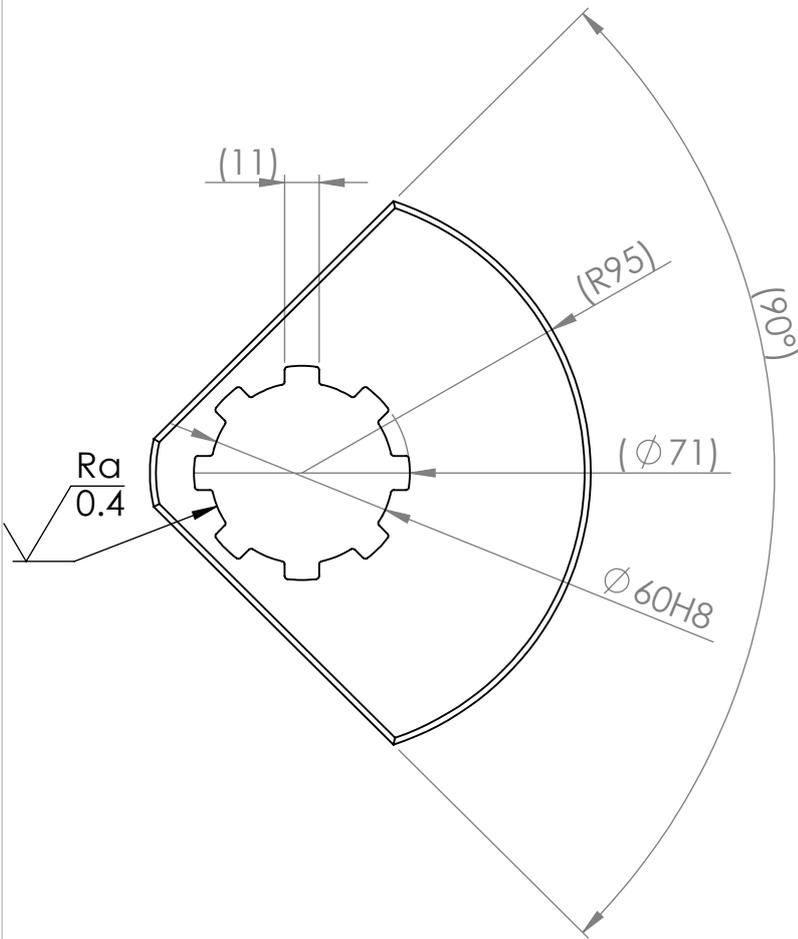
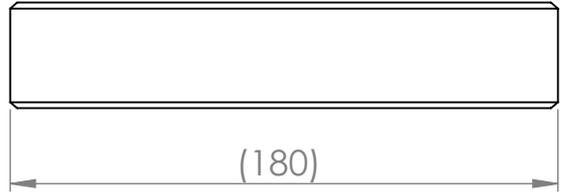
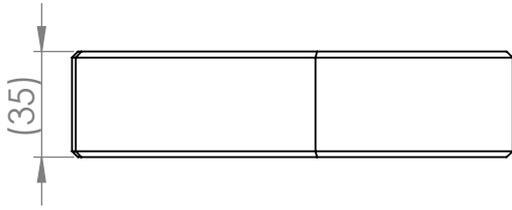


Fig. 3.11.b – L'emplacement du balourd réglable sur l'arbre principal du vibreur.

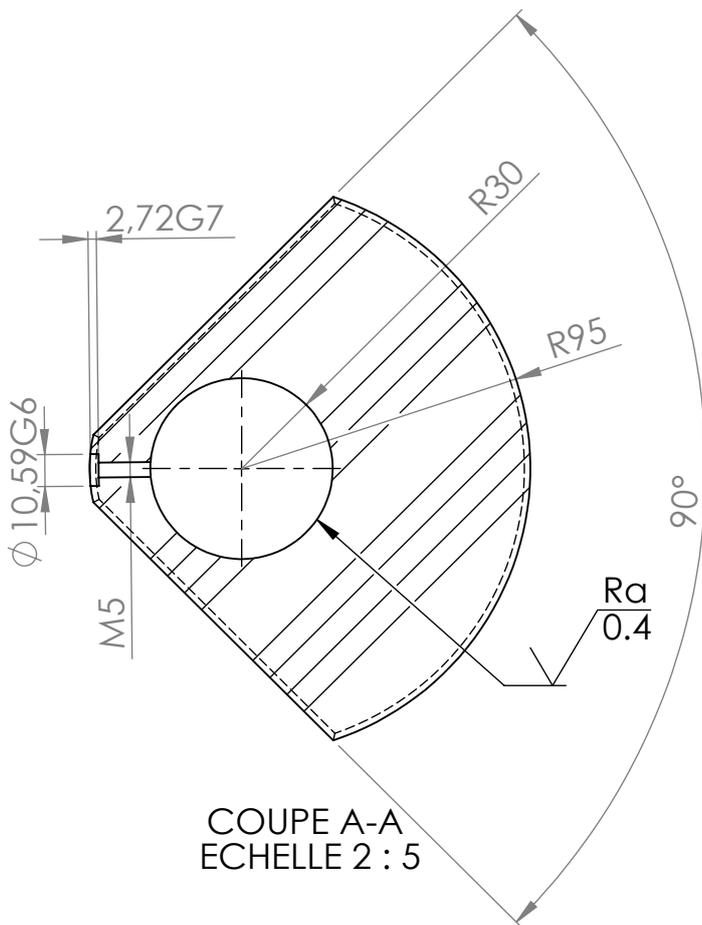
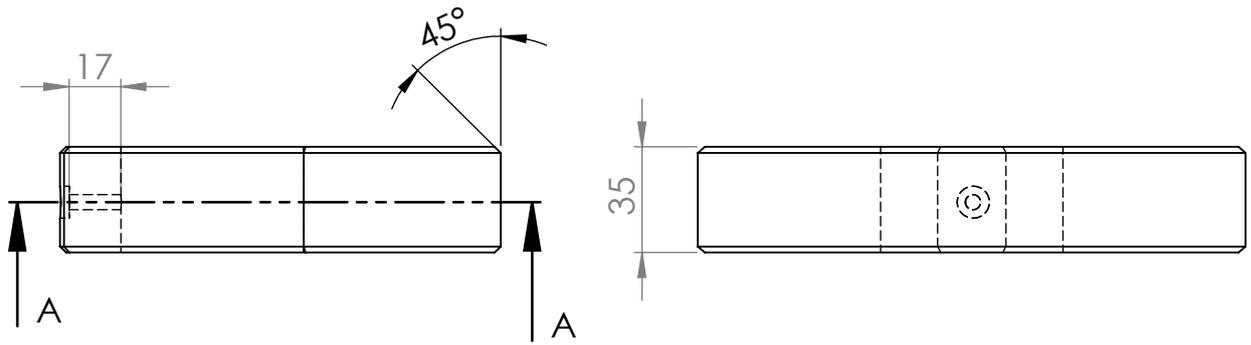
Ils sont bloqués axialement, pour celui du haut, par un écrou de configuration « Hexagon Nut ISO - 4034 - M36 – C » et une rondelle de configuration « DIN 7989-39-A-St » et pour celui du bas par une bride ; le blocage radial est fait à l'aide d'une vis « ISO 1580 – M6x25 --- 25C ».

Et voici les dessins de définitions des deux balourds..



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

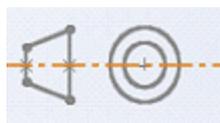
ECHELLE			Pièce : 2 - 3 - Balourd fixe	E. N. P Génie Mécanique
2 : 5				
ETUDIANT	M. A. BENSALÉM	Matériau : 28Cr4		
Promoteur	D. SAIDI			
Co-promoteur	M. BOUAZIZ			



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECHELLE

2 : 5



Pièce :

2 - 5 - Balourd réglable

E. N. P

Génie Mécanique

ETUDIANT

M. A. BENSALÉM

Matériau :

28Cr4

Promoteur

D. SAIDI

Co-promoteur

M. BOUAZIZ

1.1.1. Choix des roulements

Le choix des roulements se fait en tenant compte des dimensions de l'arbre du vibreur et du type des efforts auxquels il doit y résister. En calculant les réactions, en statique, dans les sections d'appui permettra de faire le bon choix.

Calcul des réactions

L'arbre est soumis, à la fois, à un couple de torsion qui est celui du moteur et à un autre de flexion à cause des masses du balourd. L'arbre doit avoir des points d'appui où on calcule ses réactions envers ces efforts.

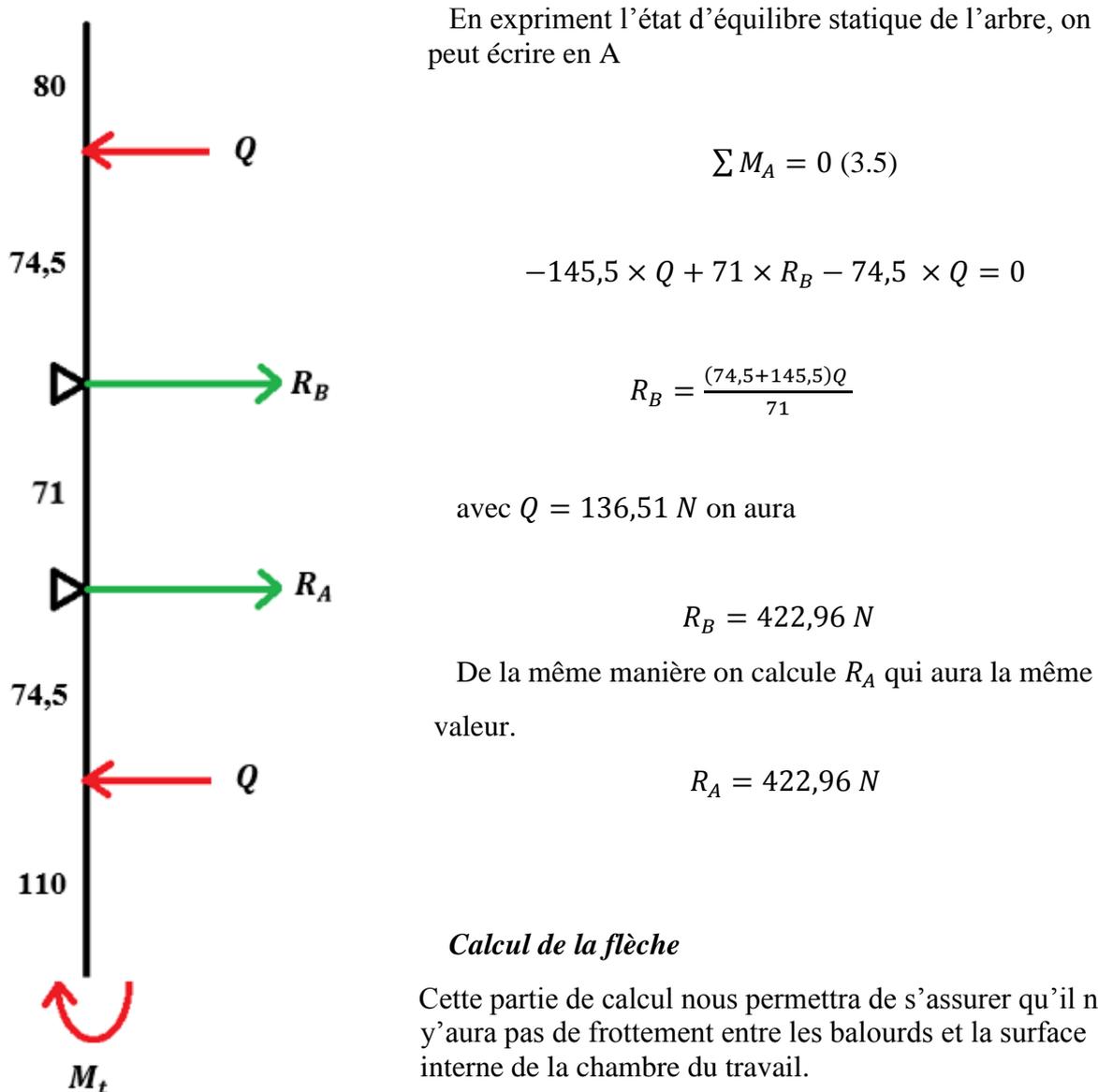


Fig. 3.14 – Schéma de calcul des réactions.

On a : $EI \frac{d^2y}{dx^2} = M$ (3.6), en prenant une section entre le point d'application de la charge Q et l'extrémité haute de l'arbre principal M aura l'expression suivante :

$$M = -Q(x - 74,5) + R_B x + R_A(x + 71) - Q(x + 145,5) = 572,5x + 20337,95$$

en intégrant deux fois par rapport à x on aura :

$$y = \frac{1}{EI} \left[\frac{572,9}{3} x^3 + 20337,95/2 x^2 \right]$$

avec, $E = 210000 \text{ N/mm}^2$ et $I = \frac{\pi}{64} (80^4 - 60^4) = 1,37.10^6 \text{ mm}^4$

ce qui donnera pour $x = 74,5 \text{ mm}$ et $x = 154,5$ respectivement, $y = 4,71.10^{-4} \text{ mm}$ et $y = 0,0033$, des résultats qui assurent qu'on n'aura pas de frottement entre les balourds et la surface interne du cœur de la chambre de travail.

Choix des roulements

Comme nous voyons sur la figure 3.11 l'arbre est soumis à des efforts radiaux très importants donc on doit lui monter des roulements à rouleaux coniques qui supportent le type des charges qu'on en a.

Le roulement qui va être choisi est celui qui a le diamètre intérieur de 80 mm avec une épaisseur de 29 mm .

Nous utilisons Toolbox de Solidworks pour trouver le roulement qui nous convient.

Nous choisissons le roulement de la norme ISO qui a les caractéristiques suivantes :
Diamètre intérieur 80 mm , Diamètre extérieur 125 mm et d'une épaisseur de 29 mm .
Nom de la configuration : ISO 355-3 - 3CC80 - Full,DE,AC,Full

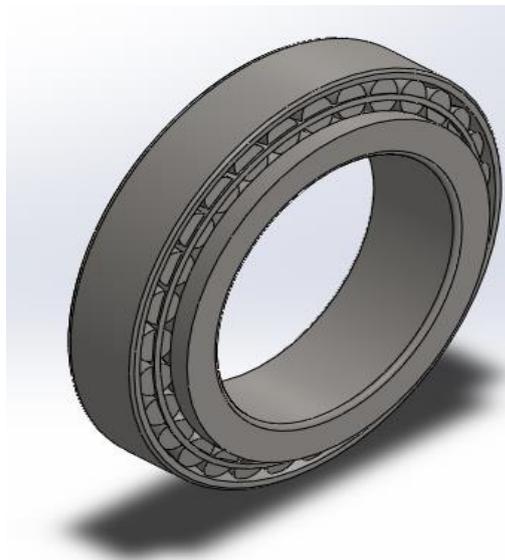


Fig .3.15 – Roulement à rouleaux coniques.

Pour la lubrification de ces roulements, on choisit la graisse SKF LGEM 2 qui est destinée aux grands roulements soumis à de très fortes charges et à des chocs et qui convient le mieux aux mouvements d'oscillations. [INT8].

1.2. Chambre de travail

Maintenant, on décrit la chambre de travail, où seront mises les pièces avec les abrasifs pour le traitement de tribofinition ; elle est liée au support d'appui par 12 ressorts qui supportent la poids de la chambre de travail, elle contient, à sa base, un endroit où sera fixé le moteur, et la partie centrale réservée à l'arbre principal du vibreur et qui contient le logement des roulements montés sur ce dernier.

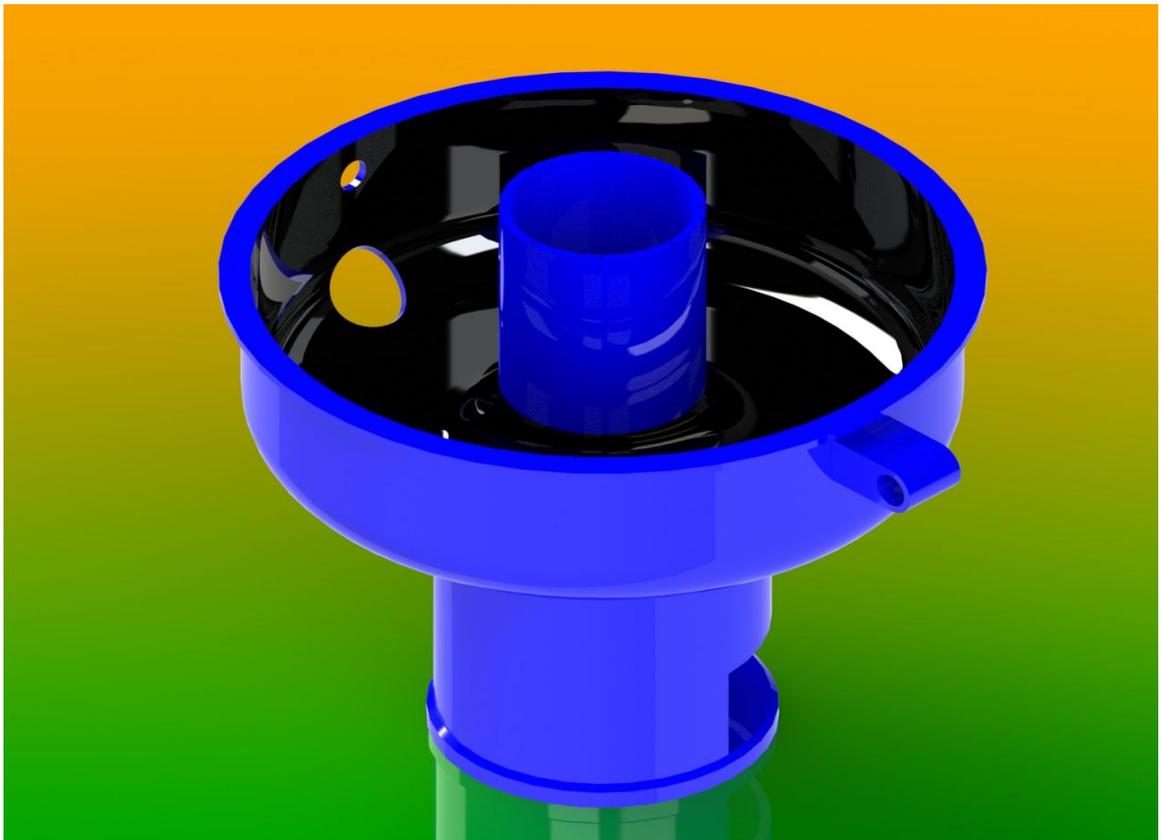


Fig. 3.16 – Chambre de travail conçue sous Solidworks.

A partir du Solidworks, on tire les propriétés de masse de Chambre du travail.

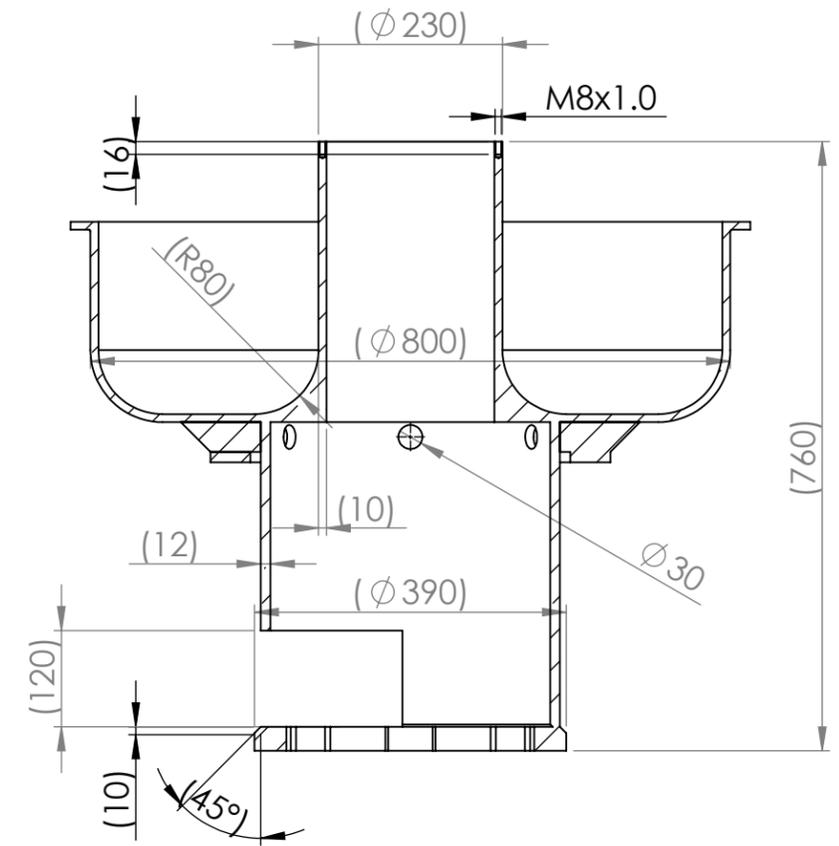
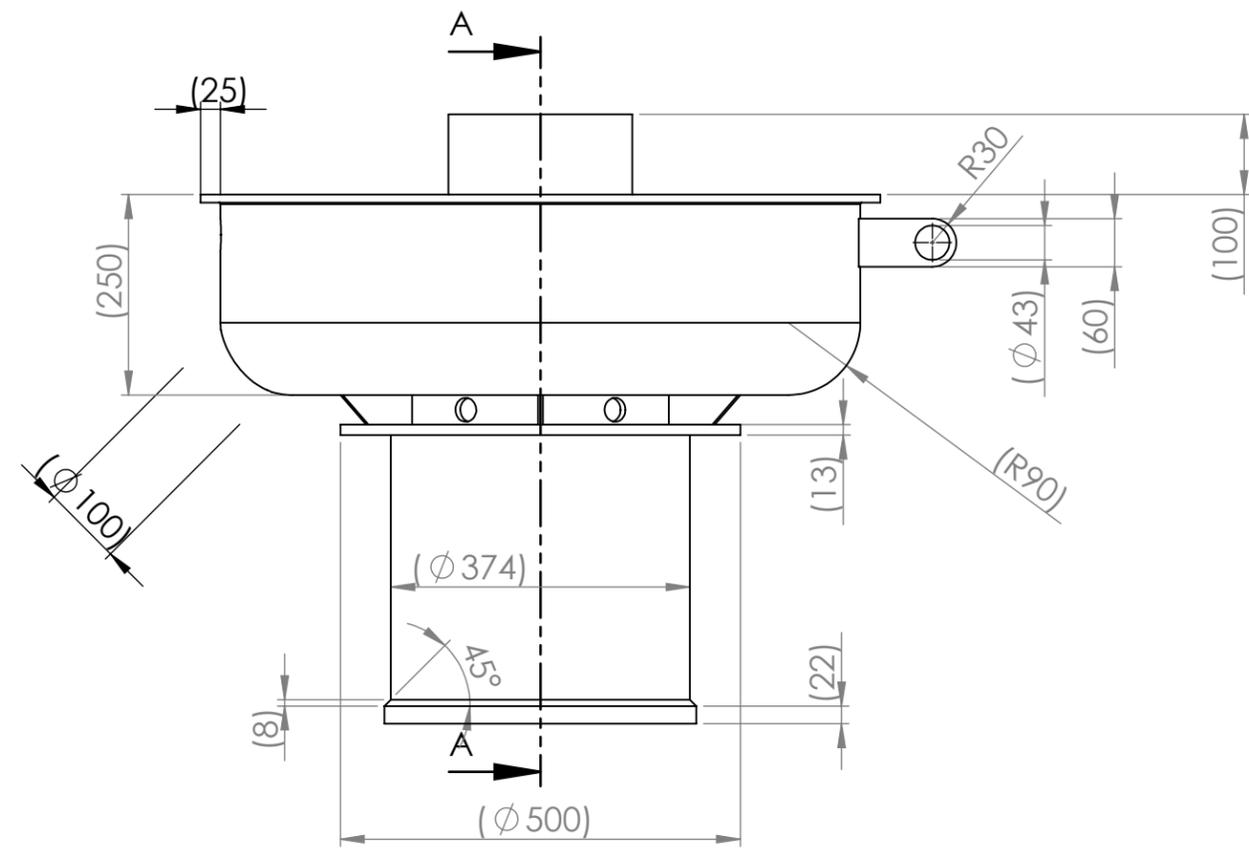
$$\text{Densité} = 0.01 \text{ g}/\text{m}^3$$

$$\text{Masse} = 149338.62 \text{ g}$$

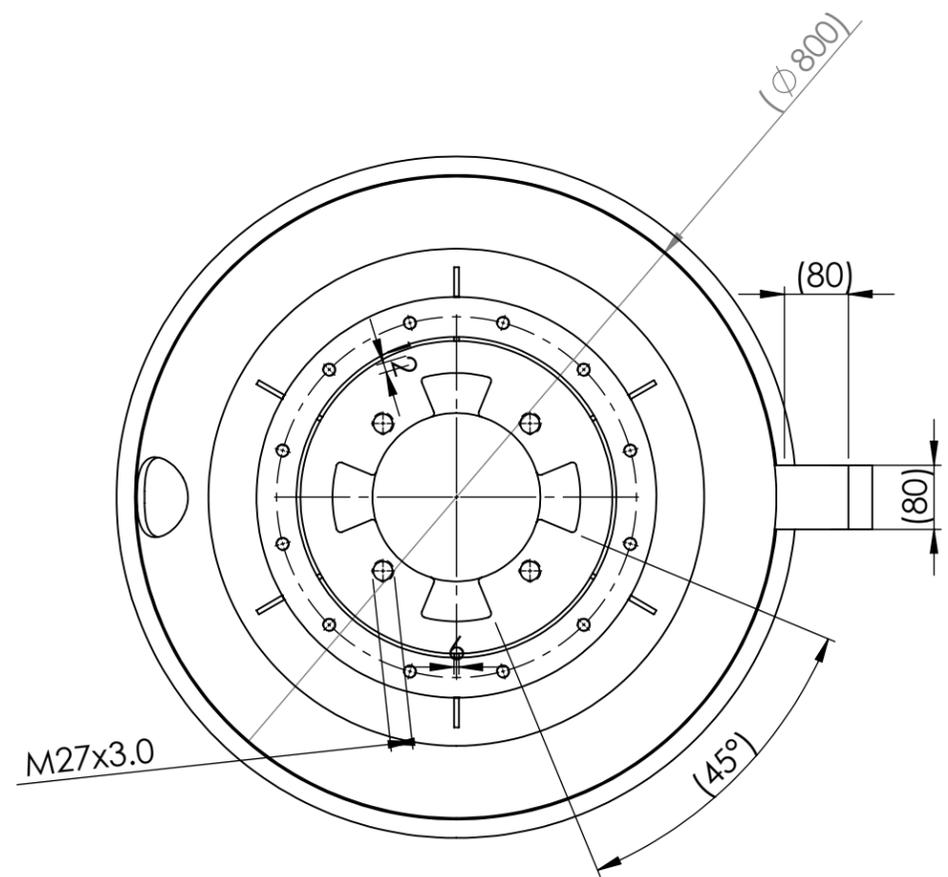
$$\text{Volume} = 20741474.66 \text{ mm}^3$$

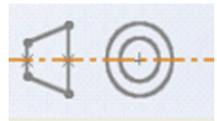
$$\text{Superficie} = 3624340.87 \text{ mm}^2$$

Et voici la mise en plan de la chambre du travail.



COUPE A-A
EHELLE 1 : 9



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			E. N. P Génie Mécanique
ECHELLE		Pièce : 3 - 2 - Chambre de travail	
1 : 9			
ETUDIANT	M. A. BENSALÉM	Matériau : Fonte grise	
Promoteur	D. SAIDI		
Co-promoteur	M. BOUAZIZ		

1.1. Support d'appui

Le support d'appui est la partie du vibreur circulaire qui permet sa fixation avec le sol, une ouverture pour l'accès au corps du moteur, l'appui de la chambre de travail grâce aux 12 trous réservés à la fixation des ressorts.

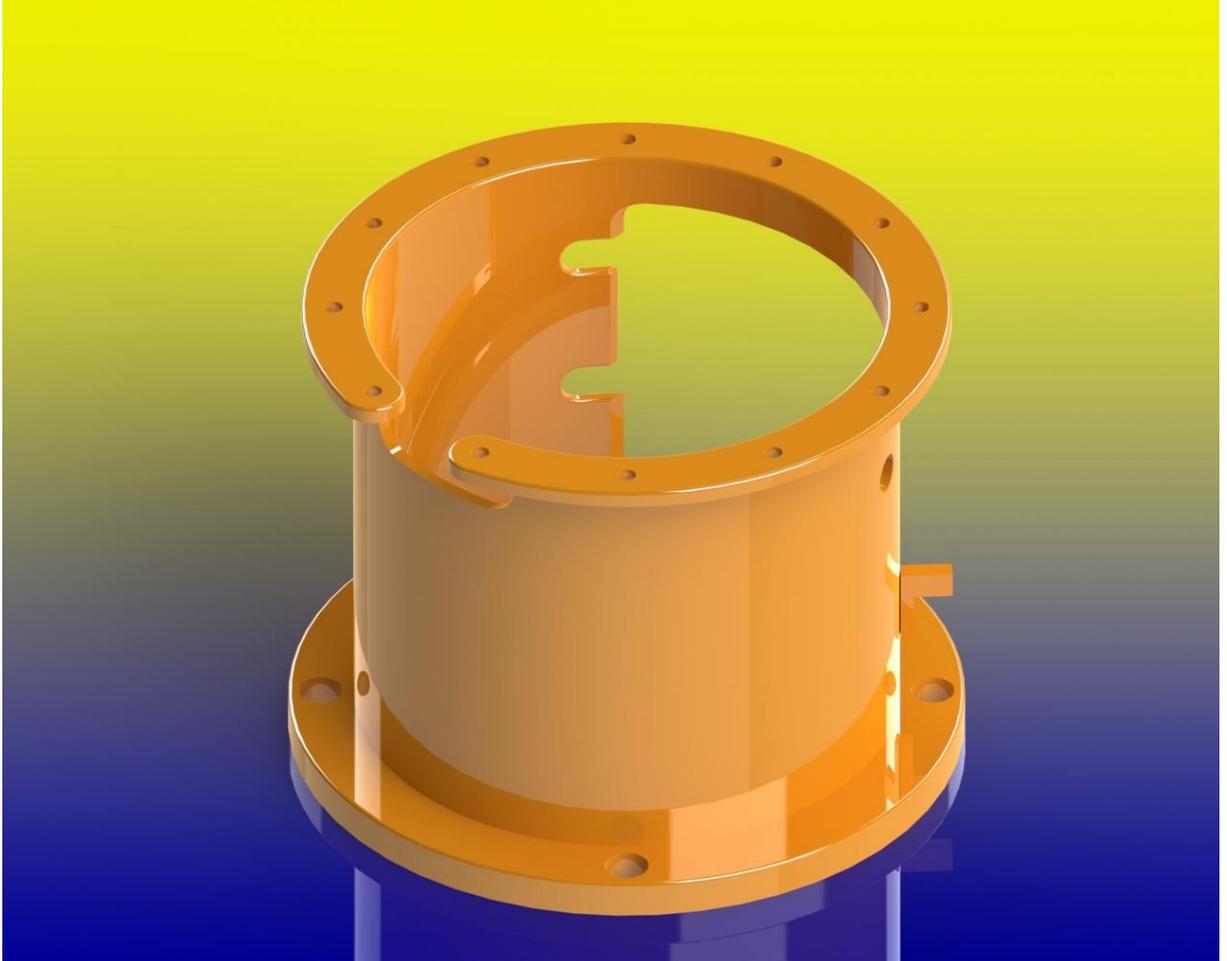


Fig. 3.18 – Support d'appui en 3D sous Solidworks.

A partir de Solidworks, on tire les propriétés de masse du support d'appui.

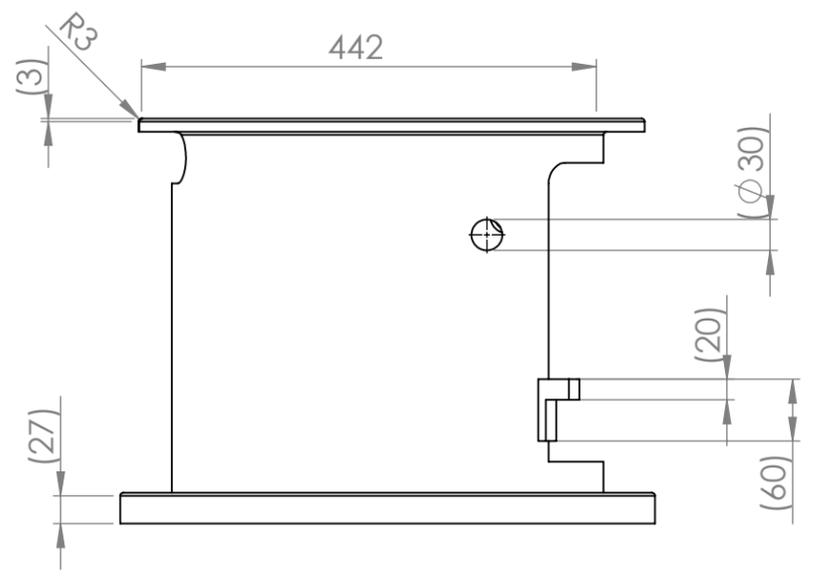
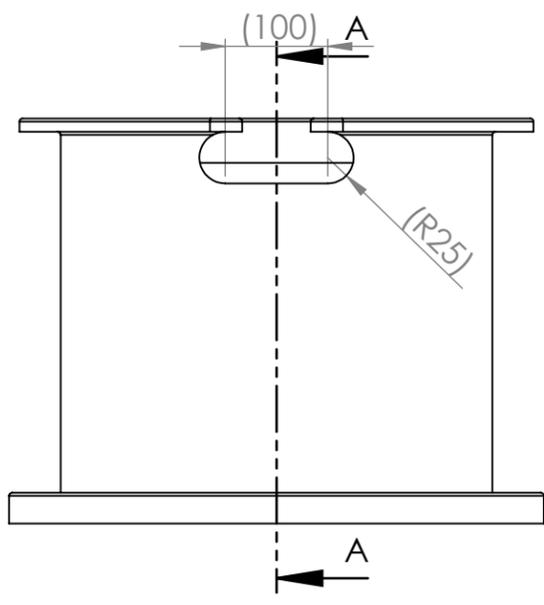
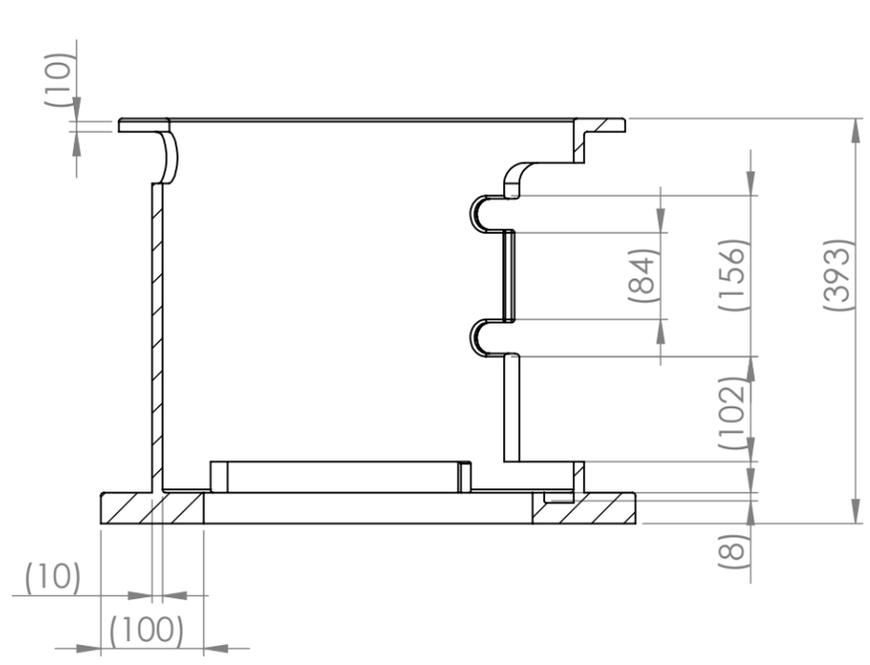
$$\text{Densité} = 0.01 \text{ g}/\text{m}^3$$

$$\text{Masse} = 54873.22 \text{ g}$$

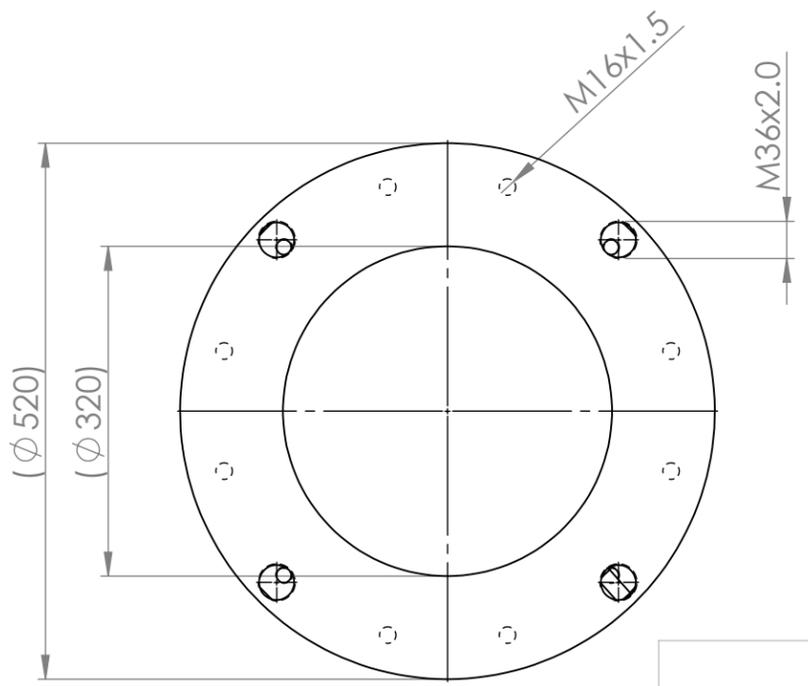
$$\text{Volume} = 7728622.87 \text{ mm}^3$$

$$\text{Superficie} = 1173791.53 \text{ mm}^2$$

Et voici la mise en plan du support d'appui.



COUPE A-A
ECHELLE 1 : 7



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			E. N. P Génie Mécanique
ECHELLE 1 : 7		Pièce : 4 - 3 - Support d'appui	
ETUDIANT M. A. BENSALEM	Promoteur D. SAIDI	Matériau : Fonte ductile	
Co-promoteur M. BOUAZIZ			

2. Calcul d'ajustements

On tire les écarts à partir des tableaux des écarts ISO 286-2.

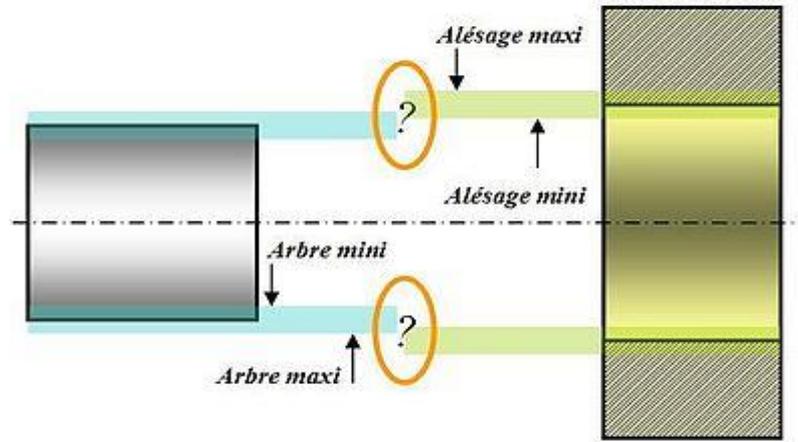


Fig. 3.20 – Comparaison des intervalles de tolérances. [INT6].

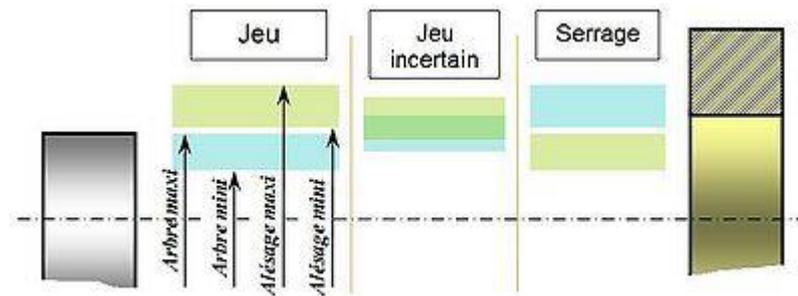


Fig. 3.21 – Les trois types d'ajustements. [INT6].

2.1. Ajustement balourd - arbre principal du vibreur

L'ajustement choisi entre un balourd et l'arbre du vibreur sera avec jeu 60 H8/f7.

Pour l'alésage $ES = +0,046 \text{ mm}$, $EI = 0 \text{ mm}$ et pour l'arbre $es = -0,030 \text{ mm}$, $ei = -0,060 \text{ mm}$, et les jeux maximum et minimum seront :

$$J_{max} = ES - ei = 0,046 + 0,060 = 0,106 \text{ mm et}$$

$$J_{min} = EI - es = 0 + 0,030 = 0,030 \text{ mm.}$$

2.2. Ajustement du sous ensemble roulement - arbre principal du vibreur

L'ajustement choisi entre le roulement et l'arbre du vibreur sera avec serrage 80 H6/p6.

Pour le roulement $ES = +0,019 \text{ mm}$, $EI = 0 \text{ mm}$ et pour l'arbre $es = +0,051 \text{ mm}$, $ei = +0,032 \text{ mm}$, et les jeux maximum et minimum seront

$$J_{max} = ES - ei = 0,019 - 0,032 = -0,013 \text{ mm et}$$

$$J_{min} = EI - es = 0 - 0,051 = -0,051 \text{ mm.}$$

2.3. Ajustement roulement-moyeu

L'ajustement choisi entre le roulement et le moyeu sera avec jeu 125 H7/g6.

Pour le moyeu $ES = +0,040 \text{ mm}$, $EI = 0 \text{ mm}$ et pour le roulement $es = -0,014 \text{ mm}$, $ei = -0,039 \text{ mm}$, et les jeux maximum et minimum seront :

$$J_{max} = ES - ei = 0,040 + 0,039 = 0,079 \text{ mm et}$$

$$J_{min} = EI - es = 0 + 0,014 = 0,014 \text{ mm.}$$

2.4. Ajustement rondelle-arbre du vibreur

L'ajustement choisi entre le roulement et le moyeu sera avec jeu 39 H8/g6.

Pour le moyeu $ES = +0,039 \text{ mm}$, $EI = 0 \text{ mm}$ et pour le roulement $es = -0,009 \text{ mm}$, $ei = -0,025 \text{ mm}$, et les jeux maximum et minimum seront :

$$J_{max} = ES - ei = 0,039 + 0,025 = 0,064 \text{ mm et}$$

$$J_{min} = EI - es = 0 + 0,009 = 0,009 \text{ mm.}$$

Conclusion

Dans ce chapitre j'ai cité les différents organes du vibreur circulaire, leurs dessins de définition et d'ensemble, et les principes de fonctionnement de chacun d'eux.

Chapitre IV

Schéma cinématiques et liaisons mécaniques

Introduction

Par définition, un mécanisme est composé de plusieurs sous-ensembles reliés entre eux par une ou plusieurs liaisons.

Lorsque le mécanisme existe, la lecture des plans d'ensemble n'est pas toujours aisée : il est utile d'en simplifier la représentation. Lorsque le mécanisme n'existe pas (phase de conception), on a besoin d'un schéma illustrant le fonctionnement attendu sans limiter le concepteur dans les formes et dimensions à concevoir.

Ce schéma cinématique doit présenter le plus fidèlement possible les relations entre les différents groupes de pièces.

On définira donc les groupes de pièces équivalents ou « blocs cinématiques » et les liaisons normalisées situées au niveau de chaque contact entre les groupes de pièces.

1. Groupes cinématiques

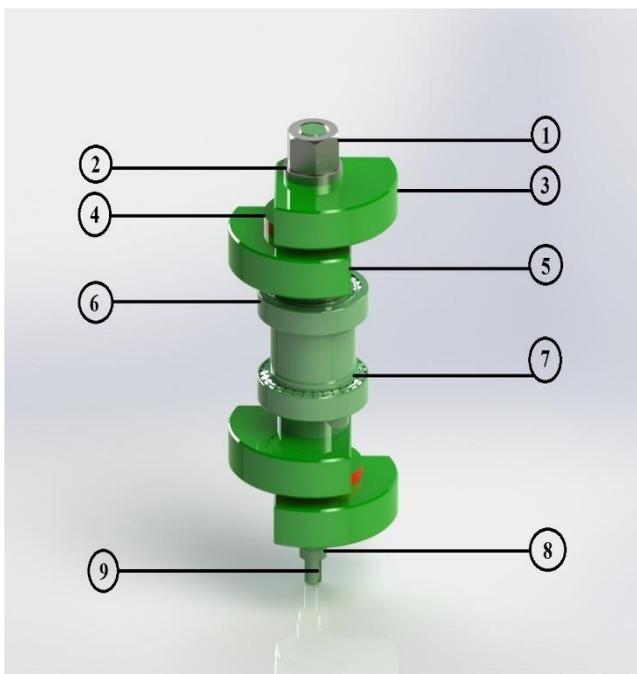
Notre vibreur est construit de cinq groupes cinématiques.

Le groupe 1 contient le moteur électrique et son arbre.

Le moteur électrique représente la source d'énergie qui fait tourner l'arbre du vibreur.

Le groupe 2 contient l'arbre du vibreur, les balourds, les roulements, l'écrou, et la bride.

Il représente le cœur du vibreur qui génère les vibrations à l'amplitude voulue.



1 – écrou, 2 – rondelle 1, 3 – balourd réglable, 4 – rondelle réglable, 5 – balourd fixe, 6 – roulement à rouleaux coniques, 7 – anneau élastique, 8 – bride mécanique, 9 – emplacement du clavette.

Fig. 4.1 – Groupe 2 conçu sous Solidworks.

Le groupe 3 contient la chambre du travail et son couvercle.



Fig. 4.2 – Groupe 3 conçu sous Solidworks.

Le groupe 4 contient le support d'appui et sa porte.

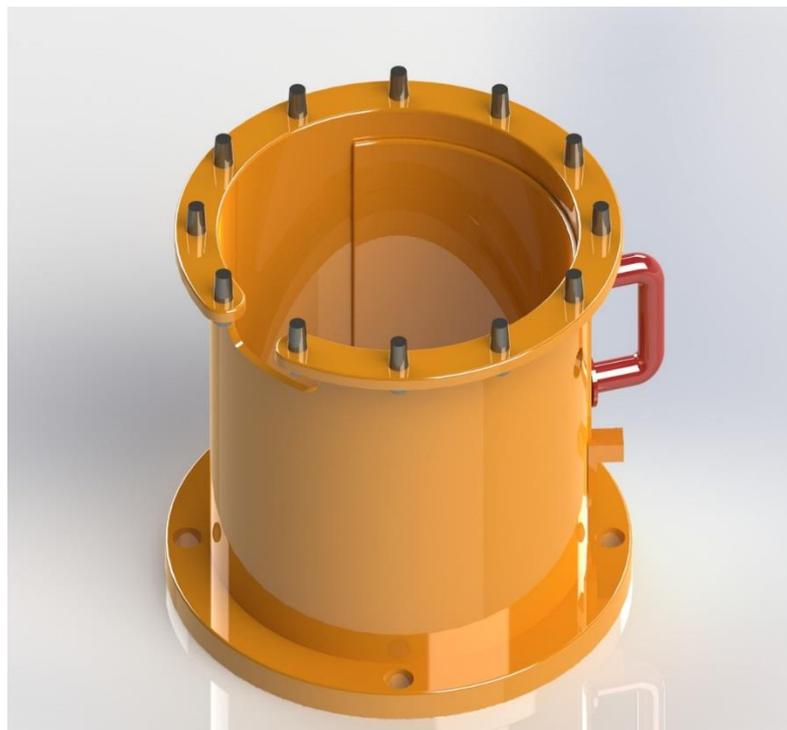
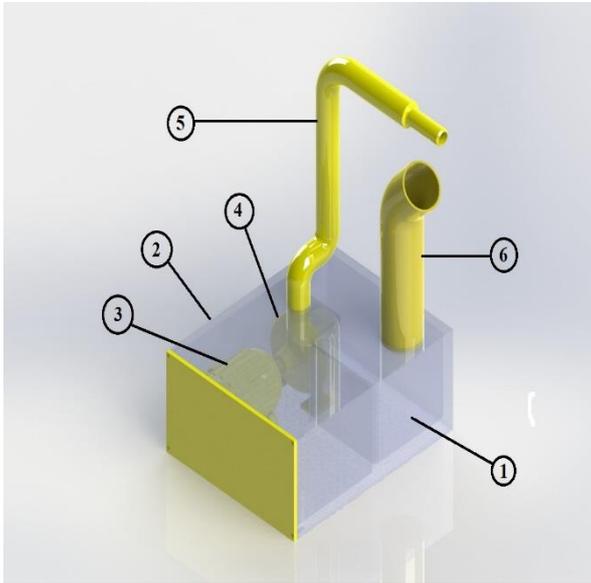


Fig. 4.3 – Groupe 4 conçu sous Solidworks.

Le groupe 5 contient le bloc d'injection et de récupération des additifs chimiques de la chambre du travail qui se compose d'un bac où se trouve l'additif chimique, d'un tube de récupération de l'additif chimique, d'un tube pour l'injection, d'une pompe et d'un moteur.



1 – le bac de l'additif chimique, 2 – passage du câble d'alimentation du moteur, 3 – moteur électrique, 4 – pompe d'injection, 5 – tube d'injection, 6 – tube de récupération.

Fig. 4.4 – Groupe 5 conçu sous Solidworks.

2. Graphe des liaisons

En reliant par un trait les groupes ayant des contacts quels qu'ils soient, où qu'ils soient, on obtient le schéma suivant.

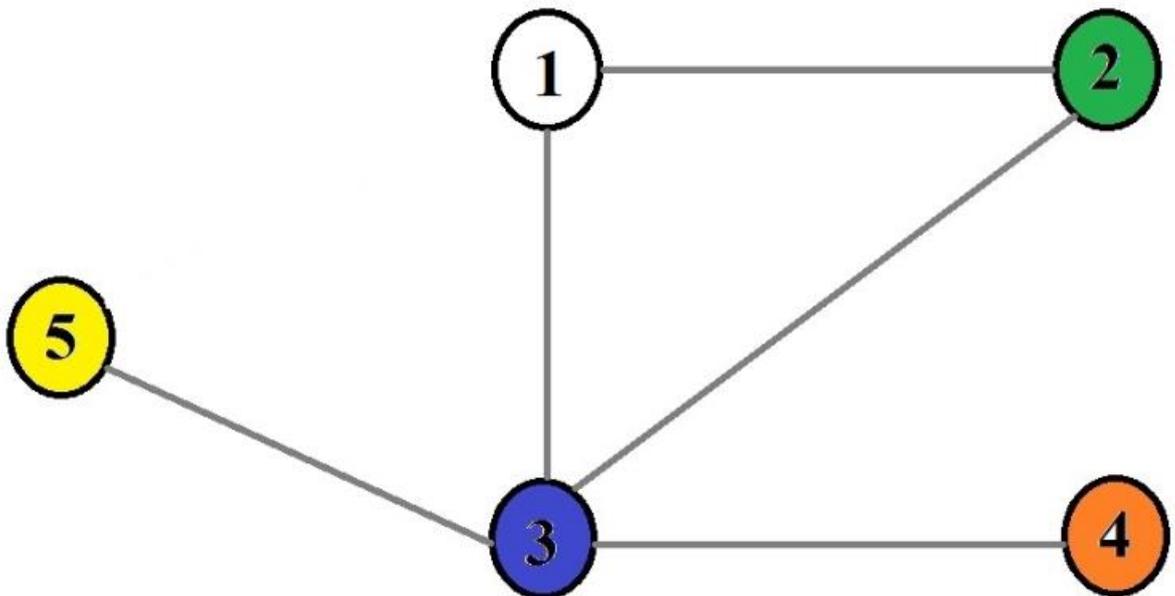


Fig. 4.5 – Graphe des liaisons.

3. Les principales liaisons mécaniques et leurs caractéristiques

Pour remplir correctement les différentes fonctions techniques d'un mécanisme, ses constituants doivent être assemblés en respectant certaines conditions qui déterminent leurs possibilités de mouvement relatif, c'est à dire leurs degrés de liberté.

Une pièce libre dans tous ses déplacements est une pièce qui n'a aucune liaison avec une autre pièce.

Dans ce cas elle peut se déplacer suivant trois axes :

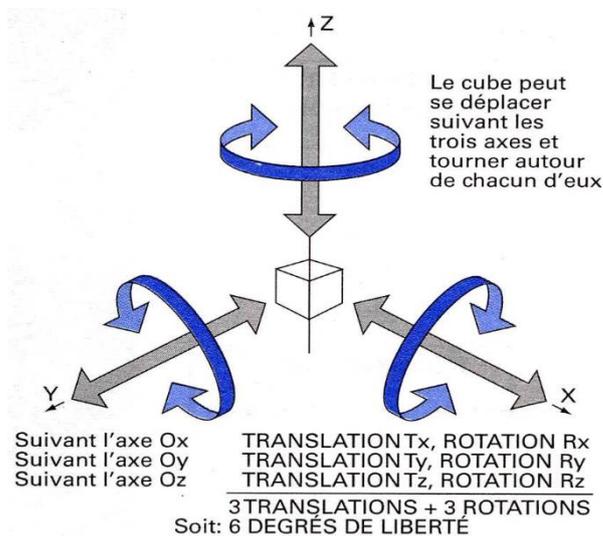
- par translation suivant ces trois axes
- par rotation suivant ces trois axes et chacun de ses déplacements se fait dans les deux sens.

Cette pièce possède six degrés de liberté.

Définir la fonction technique liaison entre deux pièces revient à préciser pour un type de liaison donné, le nombre de degrés de liberté possibles entre ces deux pièces. A un degré de liberté supprimé correspond un degré de liaison.

Dans tous les cas, dans une liaison entre deux pièces :

$$\text{Nbre de degrés de liberté} + \text{Nbre degrés de liaison} = 6$$



Une liaison simple entre deux pièces obtenue par contact entre des surfaces géométriques élémentaires appartenant aux deux pièces. Celle-ci repose sur les hypothèses suivantes :

- le contact s'établit théoriquement en un point, une portion de ligne ou d'une surface de définition géométriquement simple : point, droite, cercle, plan, cylindre, sphère, surface hélicoïdale,
- les surfaces de chacune des pièces sont supposées géométriquement parfaites et le maintien du contact est toujours assuré,

- la liaison est sans jeu.

Ces surfaces de contact sont appelées surfaces fonctionnelles.

Contact Plan/Sphère donne : liaison ponctuelle ou Sphère-Plan

Contact Plan/Cylindre donne : liaison linéaire rectiligne

Contact Plan/Plan donne : liaison appui plan

Contact Cylindre /Sphère donne : liaison linéaire annulaire

Contact Cylindre/Cylindre donne : liaison pivot glissant

Contact Sphère/Sphère donne : liaison sphérique

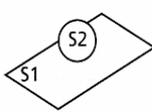
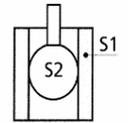
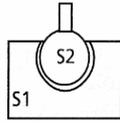
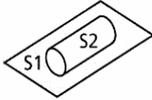
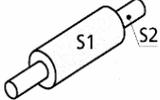
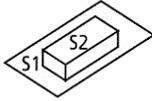
	Plan	cylindre	Sphère
Sphère			
Cylindre			
Plan			

Fig. 4.6 – Les liaisons simples.

Les liaisons composées sont obtenues par association cohérente de plusieurs liaisons élémentaires.

Association Appui plan / Linéaire rectiligne / Ponctuelle donne : liaison complète

Association Appui plan / Linéaire rectiligne donne : liaison glissière

Association Linéaire annulaire / appui plan donne : liaison pivot

Association Rotule / Ponctuelle donne : liaison sphérique à doigt

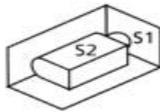
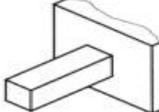
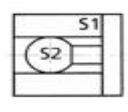
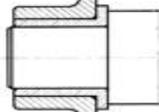
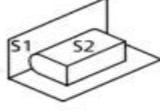
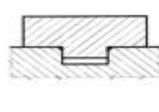
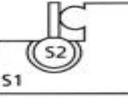
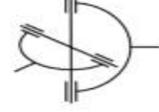
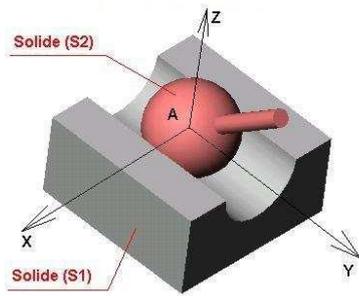
Association de liaisons élémentaires	Exemple	Association de liaisons élémentaires	Exemple
 Appui plan + linéaire rectiligne + ponctuelle	 Poutre encastrée	 Linéaire annulaire + appui plan	 Guidage en rotation
 Appui plan + linéaire rectiligne	 Guidage en translation	 Rotule + ponctuelle	 Joint de cardan

Fig. 4.7 – Les liaisons composées.

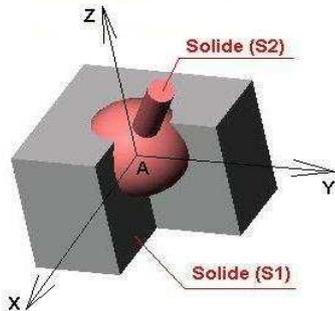
Les caractéristiques des liaisons mécaniques selon la norme ISO 3952-1, NF E04-015, AFNOR (NF EN 23952).

1- Liaison ponctuelle ou sphère-plan



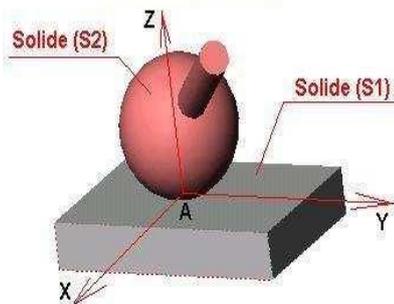
$$\{T\}_A = \begin{Bmatrix} X_{2/1} & 0 \\ 0 & 0 \\ Z_{2/1} & 0 \end{Bmatrix}$$

2- Liaison linéaire rectiligne



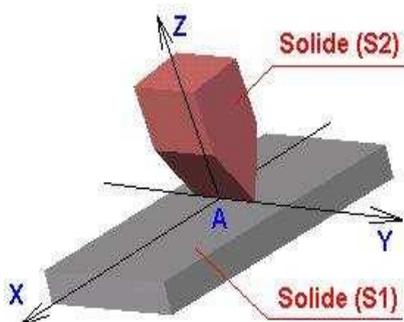
$$\{T\}_A = \begin{Bmatrix} X_{2/1} & 0 \\ Y_{2/1} & 0 \\ Z_{2/1} & 0 \end{Bmatrix}$$

3- Liaison linéaire annulaire



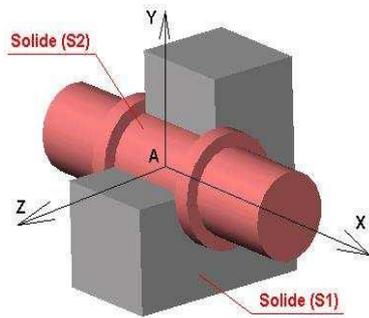
$$\{T\}_A = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ Z_{2/1} & 0 \end{Bmatrix}$$

4- Liaison sphérique ou rotule



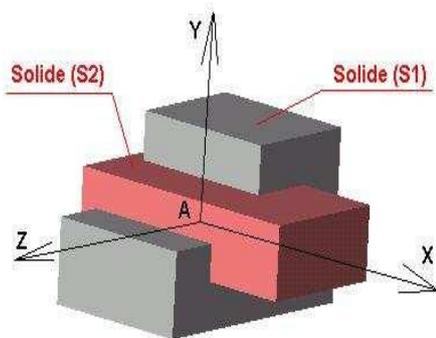
$$\{T\}_A = \begin{Bmatrix} 0 & L_{2/1} \\ 0 & 0 \\ Z_{2/1} & 0 \end{Bmatrix}$$

5- Liaison appui plan



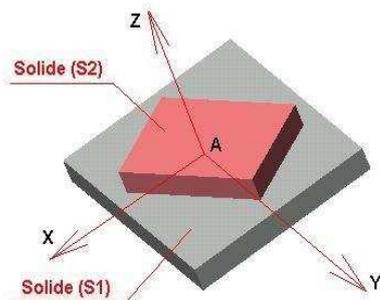
$$\{T\}_A = \begin{Bmatrix} X_{2/1} & 0 \\ Y_{2/1} & M_{2/1} \\ Z_{2/1} & N_{2/1} \end{Bmatrix}$$

6- Liaison pivot glissant



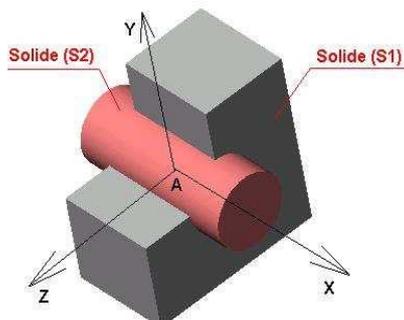
$$\{T\}_A = \begin{Bmatrix} 0 & L_{2/1} \\ Y_{2/1} & M_{2/1} \\ Z_{2/1} & N_{2/1} \end{Bmatrix}$$

7- Liaison pivot



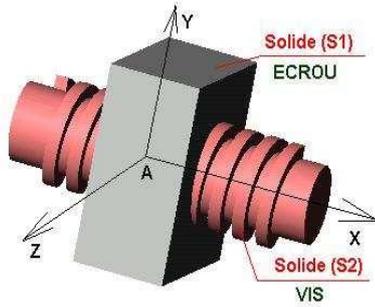
$$\{T\}_A = \begin{Bmatrix} 0 & L_{2/1} \\ 0 & M_{2/1} \\ Z_{2/1} & 0 \end{Bmatrix}$$

8- Liaison glissière



$$\{T\}_A = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ Y_{2/1} & M_{2/1} \\ Z_{2/1} & N_{2/1} \end{Bmatrix}$$

9- Liaison hélicoïdale



$$\{T\}_A = \left\{ \begin{array}{cc} X_{2/1} & L_{2/1} \\ Y_{2/1} & M_{2/1} \\ Z_{2/1} & N_{2/1} \end{array} \right\} \quad \text{avec } T_x = f(R_x)$$

10- Liaison complète ou encastrement

Aucun degré de liberté possible. Ce type de liaison est soit démontable, soit indémontable (mécano-soudé).

$$\{T\}_A = \left\{ \begin{array}{cc} X_{2/1} & L_{2/1} \\ Y_{2/1} & M_{2/1} \\ Z_{2/1} & N_{2/1} \end{array} \right\}$$

4. Identification des liaisons entre les organes du même groupe

Voici la liste des liaisons pour chacun des groupes.

Pour le groupe 1 (Moteur électrique) :

liaison pivot entre l'arbre et le corps du moteur électrique (partielle, rigide, démontable, par obstacle et indirecte),

liaisons d'encastrement entre le couvercle du haut et le couvercle du bas avec le corps du moteur (complètes, rigides, démontables, par obstacle et indirectes).

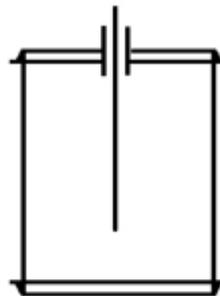


Fig. 4.8 – Schéma cinématique du groupe 1.

Pour le groupe 2 (Arbre principal du vibreur) :

liaison hélicoïdale entre l'écrou et l'arbre (complète, rigide, démontable, par adhérence et directe),

liaisons d'encastrement entre les balourds et l'arbre du vibreur (complètes, rigides, démontables, par obstacles et indirectes),

liaisons pivot entre les rondelles et l'arbre du vibreur (complètes, rigides, démontables et directes),

liaisons d'encastrement entre les roulements et l'arbre du vibreur (complètes, rigides, démontables, par adhérence et indirectes),

liaison d'encastrement entre le bridage et l'arbre du vibreur (complète, rigide, démontable, par obstacle et indirecte).

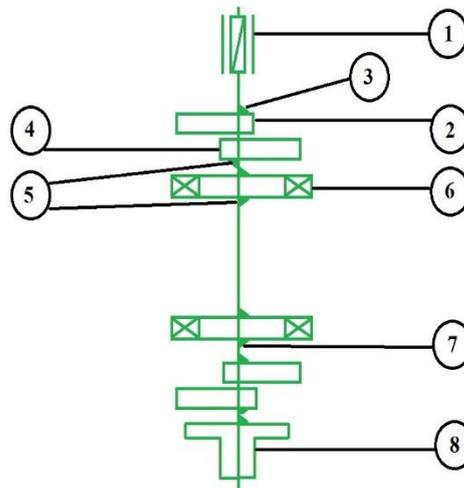


Fig. 4.9 – Schéma cinématique du groupe 2.

Pour le groupe 3 (Chambre de travail) :

liaison pivot entre le couvercle et la chambre de travail (partielle, rigide, démontable, par obstacle et indirecte),

liaison fixe entre la chambre de travail et le couvercle de son cœur (complète, rigide, démontable, par obstacle et indirecte).

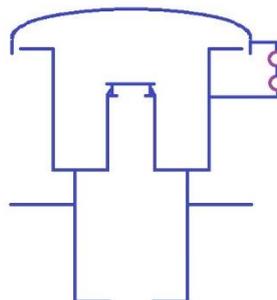


Fig. 4.10 – Schéma cinématique du groupe 3.

Pour le groupe 4 (Support d'appui) :

liaison pivot entre la porte et le corps du support d'appui (partielle, rigide, démontable, par obstacle et indirecte),

liaison d'encastrement entre la bas du support d'appui et le sol (complète, rigide, démontable, par obstacle, et indirecte).

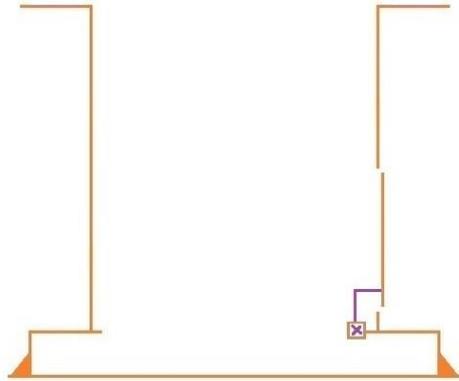


Fig. 4.11 – Schéma cinématique du groupe 4.

Pour le groupe 5 (Système d'injection et d'évacuation des additifs chimiques) :

liaison d'accouplement rigide entre l'arbre du moteur 2 et la pompe (complète, rigide, démontable, par obstacle et indirecte),

liaisons de fixation entre les tubes et la surface supérieure du corps du système (complète, rigide, non démontable, par adhérence et directe,

liaison fixe entre la porte 2 et le corps du système (complète, rigide, démontable, par obstacle et indirecte).

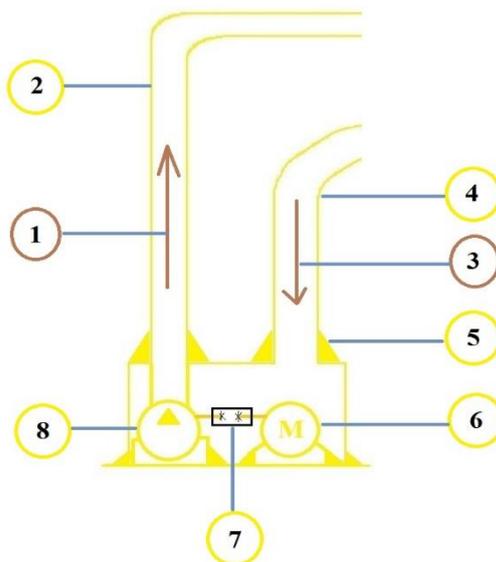


Fig. 4.12 – Schéma cinématique du groupe 5.

5. Identification des liaisons entre les groupes

Au cours de cette étape nous allons suivre les points suivants :

- déterminer la nature du ou des contacts entre les classes d'équivalence et / ou observer les degrés de liberté entre les groupes concernés,
- identifier la liaison normalisée correspondante (centre et axe),
- recommencer cette démarche pour chaque trait dans le graphe des liaisons.

Pour *la liaison 1-2*, le groupe 1 est lié au groupe 2 par un accouplement rigide entre l'arbre du moteur et celui du vibreur. Donc la liaison est un encastrement complet, rigide, démontable, indirect parce qu'elle n'aura pas lieu sans l'accouplement rigide et les deux clavettes montées sur les extrémités des deux arbres.

Pour *la liaison 1-3*, le moteur électrique du groupe 1 est fixé sur la base de la chambre de travail du groupe 3 par une liaison fixe avec des vis. Cette liaison est aussi complète, rigide, démontable, par obstacle et indirecte.

Pour *la liaison 2-3*, l'arbre du vibreur du groupe 2 tourne dans le cœur de la chambre de travail du groupe 3 ce qui veut dire que les bagues extérieures des roulements du groupe 2 sont bloquées par des moyeux, sur la partie intérieure de la chambre de travail, cette liaison est un pivot, partiel et indirect.

Pour *la liaison 3-5*, les tuyaux de récupération et d'injection du groupe 5 sont fixés sur la surface latérale de la chambre de travail et donc la liaison est fixe, complète, rigide, démontable, et directe puisque elle se fait avec soudage.

Pour *la liaison 3-4*, liaison avec ressort entre la chambre du travail et le support d'appui, partielle, élastique, démontable, par obstacle et indirecte,

6. Schéma cinématique global

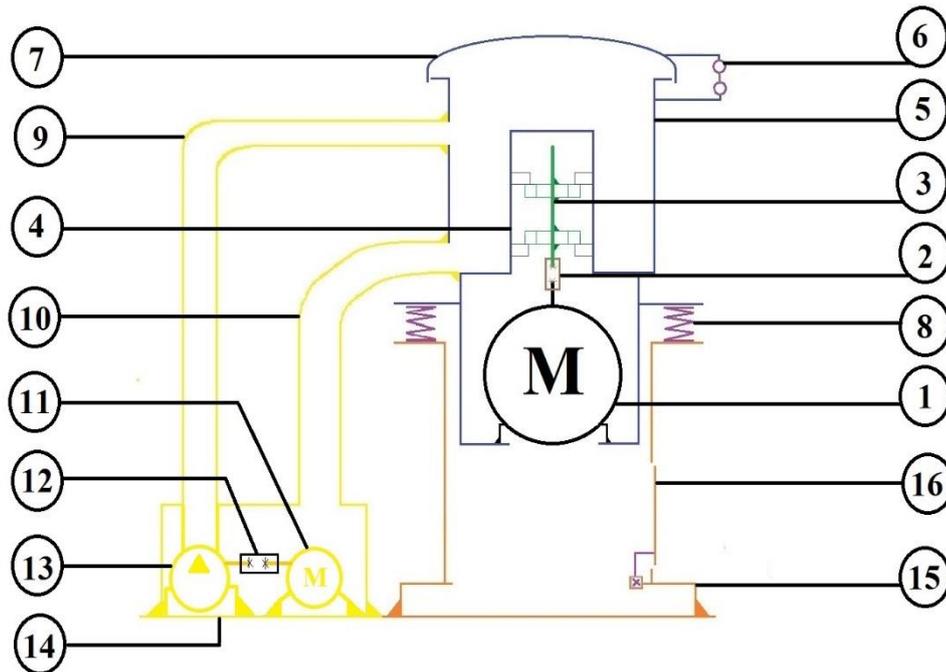


Fig. 4.13 – Schéma cinématique globale du vibreur circulaire.

1 – moteur électrique, 2 – manchon rigide, 3 – arbre principal, 4 – cœur de la chambre du travail, 5 – chambre de travail, 6 – liaison couvercle – chambre de travail, 7 – couvercle de la chambre de travail, 8 – ressorts, 9 – tube d'injection des additifs chimiques, 10 – tube de récupération des additifs chimiques, 11 – moteur 2, 12 – accouplement rigide, 13 – pompe, 14 – système d'injection et de récupération des additifs chimiques, 15 – support d'appui, 16 – porte du support d'appui.

Description du schéma cinématique du vibreur circulaire

Le mouvement commence sur l'arbre du moteur puis se transmet à l'arbre du vibreur grâce à l'accouplement rigide, puis, avec un bon réglage de la position des balourds tournants par rapport aux balourds fixes on aura la fréquence et l'amplitude de vibrations voulue pour la tribofinition des pièces qui sont au niveau de la chambre de travail avec les médias, l'additif chimique, et l'eau industrielle.

Afin d'avoir un bon résultat de cette opération, on doit récupérer les additifs chimiques à partir d'un trou situant en bas de la chambre de travail qui est lié à un tuyau menant vers une cuve en passant par un filtre qui garde les impuretés, métalliques par exemple, avant d'être injecté au niveau de la chambre de travail grâce à un système de pompage convenable.

Conclusion

Ce chapitre nous a permis de comprendre le fonctionnement de notre vibreur circulaire sachant les liaisons existant entre ses organes.

En réalité le schéma cinématique doit être élaboré avant la conception de la machine puisqu'il s'agit d'une représentation normalisée qui va expliquer son fonctionnement, mais notre étude avait un commencement basé sur la connaissance du fonctionnement de ce qu'on veut concevoir.

Conclusion générale

A la fin, nous sommes arrivés à concevoir, sous SolidWorks, un vibreur circulaire qui répond aux exigences de départ grâce au calcul de la résistance des matériaux pour le dimensionnement de l'arbre et choix des roulements, la représentation cinématique de la machine pour savoir monter les pièces et les organes aux bons endroits, et la vérification des résultats avec simulation à l'aide du même logiciel pour se rassurer de la fiabilité de nos calculs.

En conclusion, je suis très satisfait d'avoir eu cette thématique de travail comme projet de fin d'études parce qu'en plus qu'elle est d'actualité, elle fait partie d'un grand projet de recherche.

Scientifiquement parlant, ce projet m'a permis d'approfondir mes connaissances et d'appliquer tout le savoir que j'ai acquis durant ma formation d'ingénieur. Ce projet étant réalisable mais peu maîtrisé par la communauté scientifique et industrielle, à cause du manque flagrant de la littérature, donc mon souhait, dans le futur proche, est d'intégrer cette technologie dans l'industrie mécanique algérienne.

J'ai aussi appris beaucoup de choses liées à la tribofinition qui est un procédé de traitement mécanique de surface et qui nécessite d'avoir des connaissances dans le domaine de mécanique de contact, science des matériaux, mécanique de rupture, la chimie et d'autres disciplines scientifiques plus complexes.

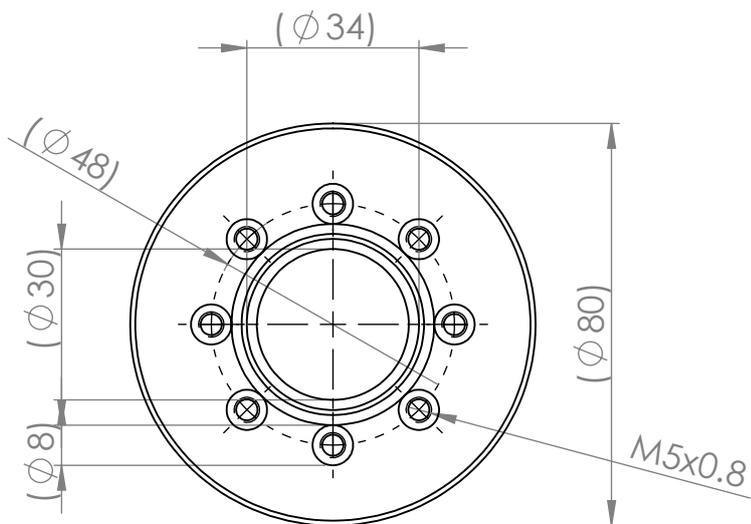
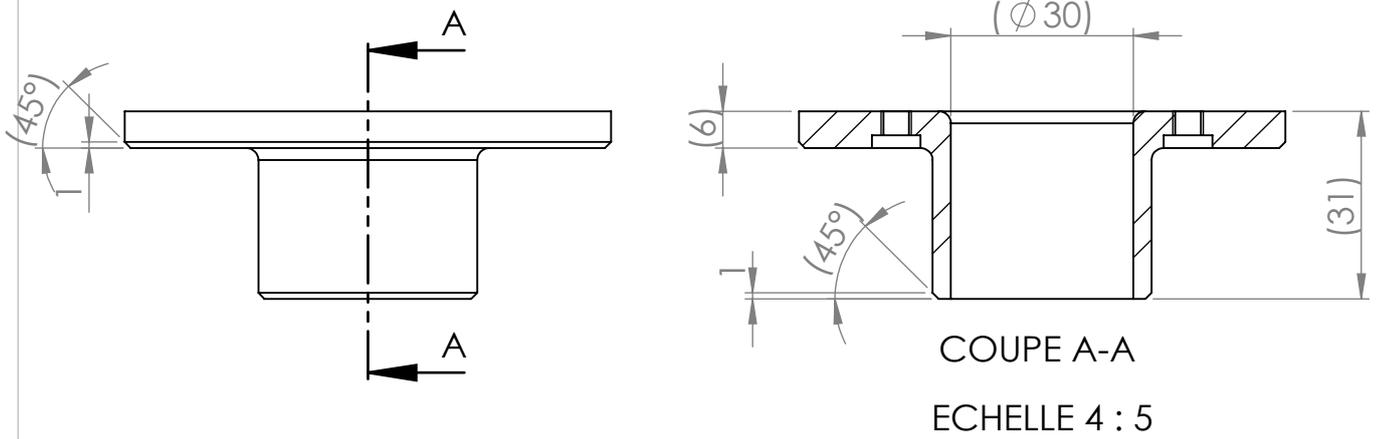
Enfin, je dirai après la conception de ce produit par le logiciel de solidworks, ça reste toujours virtuel car un tel travail ne peut être accompli à 100 % tant qu'il n'y a pas une réalisation. J'espère qu'avec cette conception, il viendra le jour où un étudiant prendra la relève pour apporter une amélioration en y rajoutant un variateur de fréquences et terminer ce travail par une réalisation qui se marquera dans l'histoire doré de notre chère école.

Après la réalisation d'une telle machine, il sera plus facile d'élaborer des études expérimentales telles l'influence des fréquences et des amplitudes de vibrations, des médias, des additifs chimiques sur les caractéristiques mécaniques, géométriques et métallurgiques des pièces mécaniques à traiter, comme thèmes de recherche au niveau des laboratoires de l'Ecole Nationale Polytechnique.

Références bibliographiques

- [BOU, 1991] J. BOULANGER. Tolérances et écarts dimensionnels, géométriques et d'étude de surface. Techniques de l'Ingénieur, b7010, 10/05/1991.
- [BED, 2009] S.BEDDERI. Amélioration de la qualité de surface par le procédé de tribofinition. Ecole Nationale Polytechnique. PFE Juin 2009.
- [CHE, 2004] A. CHEVALIER. Guide du dessinateur industriel. HACHETTE Technique. 2004.
- [CIM, 2007] D.CIAMPINI, M.PAPINI, J.K. SPELT. Impact velocity measurement of media in a vibratory finisher. ScienceDirect d'Elsevier. 2007.
- [FLA, 2013] L. FLAMAND, P. SAINSOT, T. LUBRECHT. Fatigue des surfaces. Techniques de l'Ingénieur, bm5055, 10/08/2013.
- [FRA, 2005] D. FRANCOIS. Essais mécaniques des métaux, Essais de dureté. Techniques de l'Ingénieur, m4160, 10/03/2005.
- [MOH, 2009] A. MOHAJERANI, J.K. SPELT. Numerical modeling of the edge rounding of brittle materials by vibratory finishing. ScienceDirect d'Elsevier. 24/12/2009.
- [NAS, 2004] W.A. NASH. Résistance des matériaux. Série SCHAUM. 4^{ème} édition, 2000.
- [PLU, 2004] J. PLUSQUELLEC. Vibrations. Techniques de l'Ingénieur, br200, 10/04/2004.
- [RAP, 2005] B. RAPHET. Etats de surface – Caractérisation. Techniques de l'Ingénieur, r1230, 10/12/2005.
- [XIO, 2007] Y. XIONG, Y. QIAN, Z. XIONG, D. PICARD. Formulaire de mécanique Pièces de constructions. EYROLLES. 2007.
-
- [INT1] <http://www.abcswisstech.com>
- [INT2] <http://www.prake.fr>
- [INT3] <http://www.rosler.fr>
- [INT4] <http://www.wheelabratorgroup.com>
- [INT5] <http://www.wieland-oertli.ch>
- [INT6] <http://fr.wikipedia.org>
- [INT7] <http://www.usinenouvelle.com>
- [INT8] <http://www.maxicours.com>

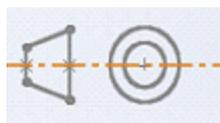
Annexe



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECHELLE

1 : 1



Pièce :

2 - 8 - Bride mécanique

E. N. P

Génie Mécanique

ETUDIANT

M. A. BENSLEM

Matériau :

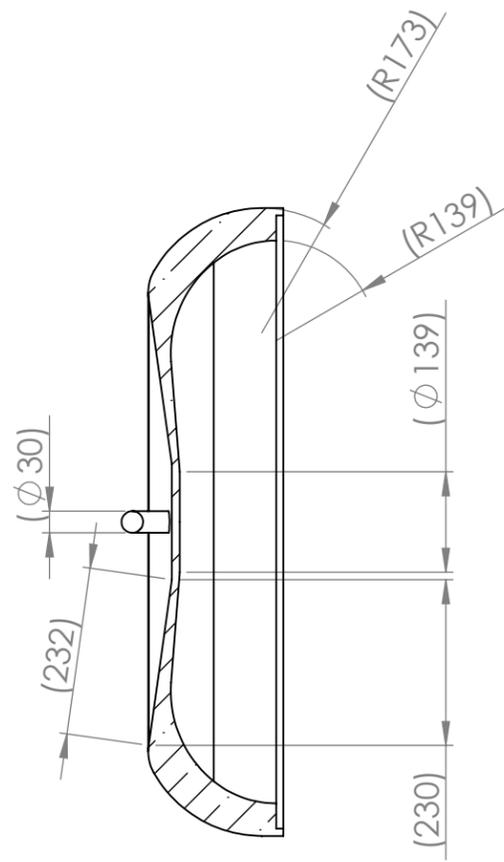
Acier normalisé

Promoteur

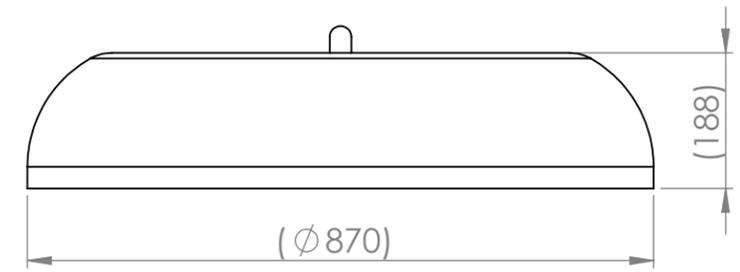
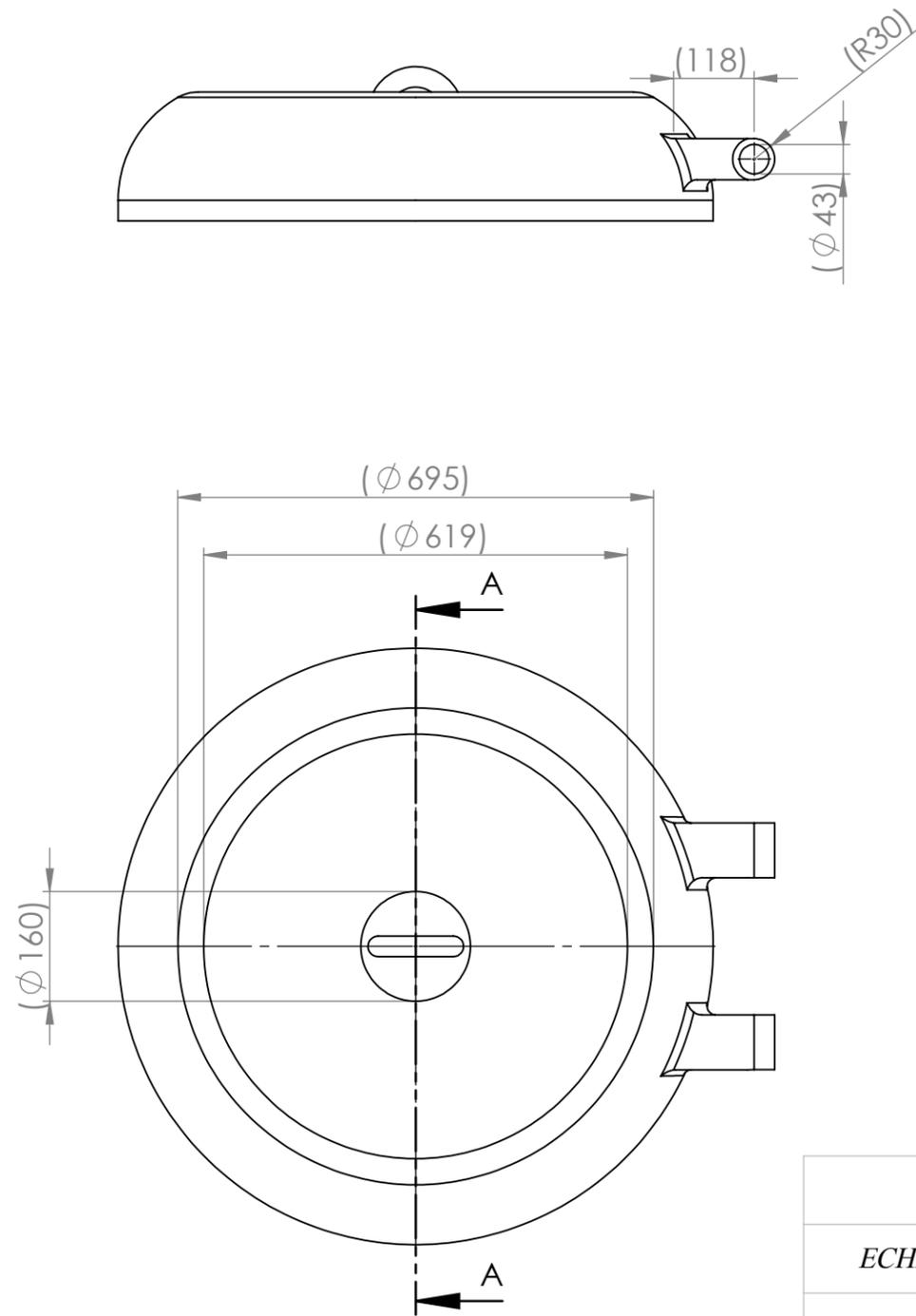
D. SAIDI

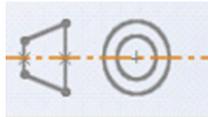
Co-promoteur

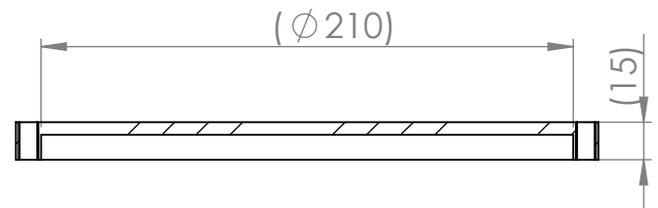
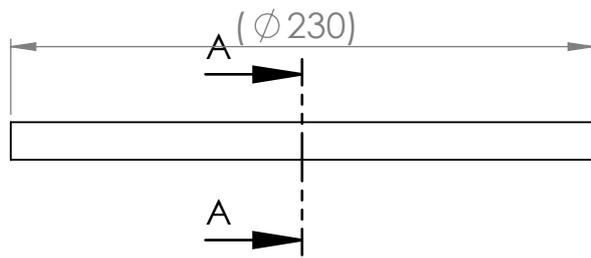
M. BOUAZIZ



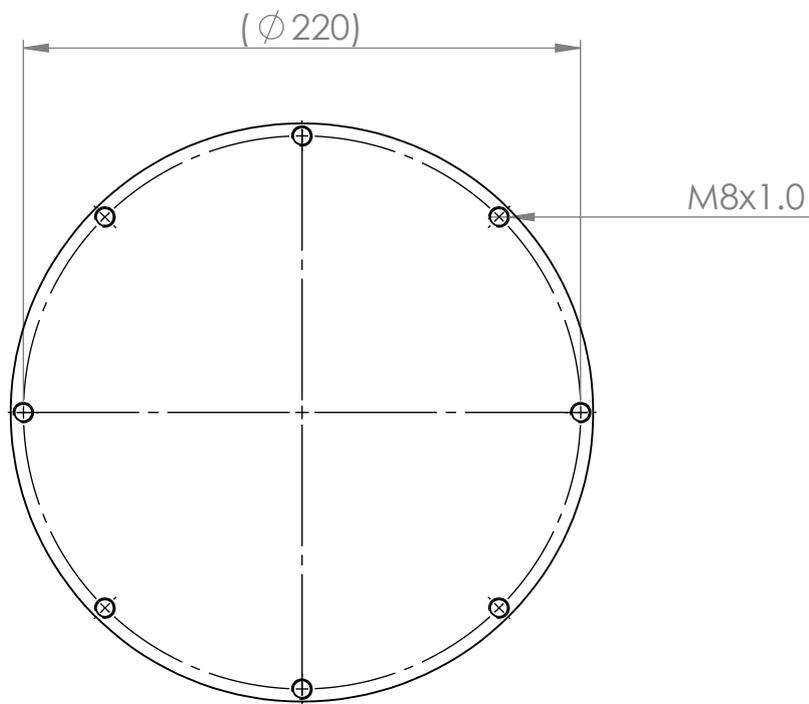
COUPE A-A



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			E. N. P Génie Mécanique
ECHELLE		Pièce : 3 - 1 - Couvercle de la chambre de travail	
1 : 10			
ETUDIANT	M. A. BENSALÉM	Matériau : verre-caoutchouc	
Promoteur	D. SAIDI		
Co-promoteur	M. BOUAZIZ		



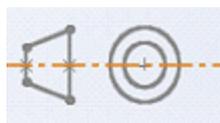
COUPE A-A
ECHELLE 1 : 3



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECHELLE

1 : 3



Pièce :

*3 - 4 - Couvercle du coeur
de la chambre de travail*

Matériau :

E295

E. N. P

Génie Mécanique

ETUDIANT

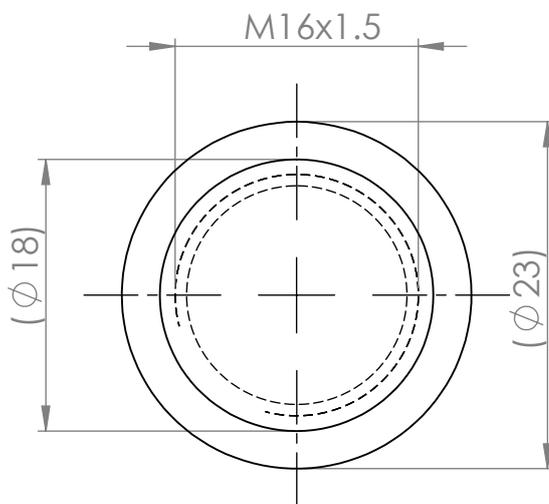
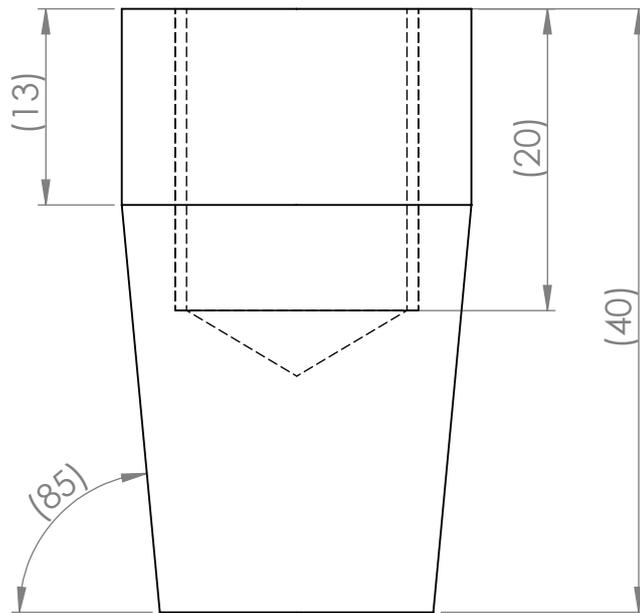
M. A. BENSALÉM

Promoteur

D. SAIDI

Co-promoteur

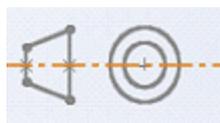
M. BOUAZIZ



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECHELLE

2 : 1



Pièce :

*3 - 7 - Fixation du ressort
(aussi 4 - 5)*

E. N. P

Génie Mécanique

ETUDIANT

M. A. BENSALÉM

Matériau :

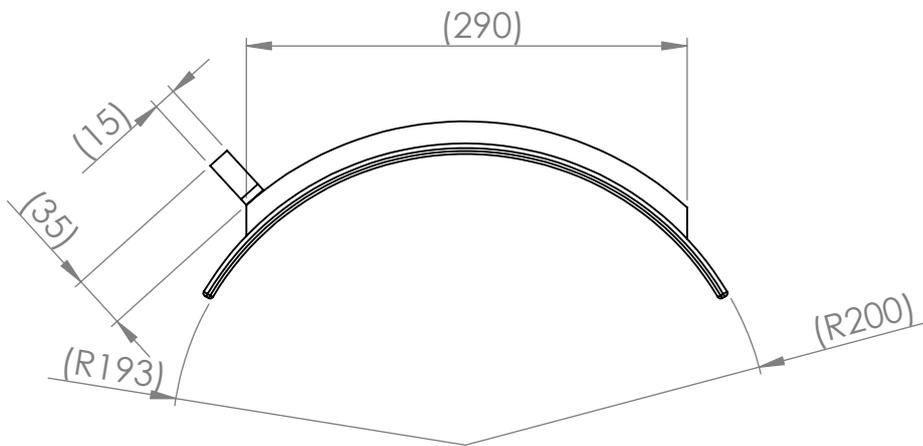
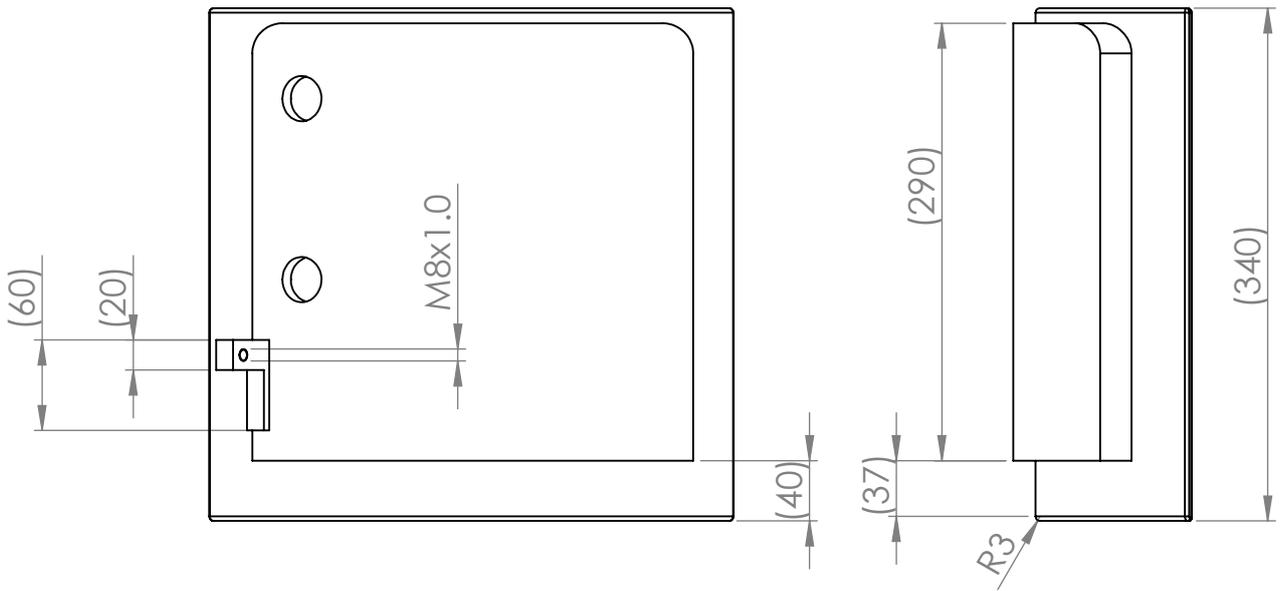
E295

Promoteur

D. SAIDI

Co-promoteur

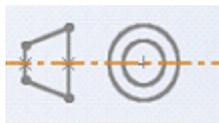
M. BOUAZIZ



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECHELLE

1 : 5



Pièce :

*4 - 1 - Porte d'accès
au moteur*

E. N. P

Génie Mécanique

ETUDIANT

M. A. BENSALÉM

Matériau :

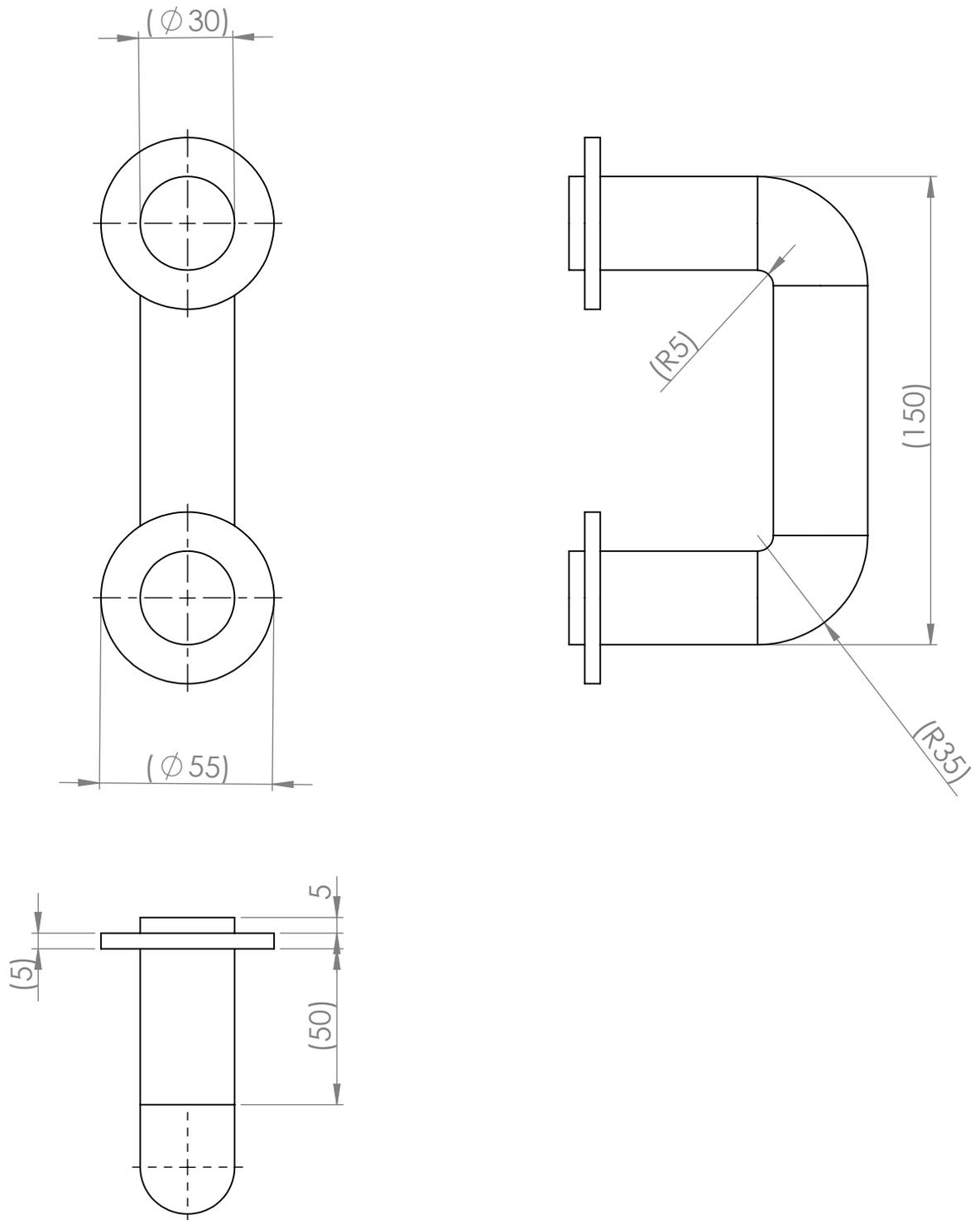
EN - AW 1200

Promoteur

D. SAIDI

Co-promoteur

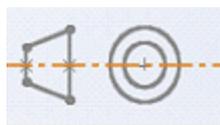
M. BOUAZIZ



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECHELLE

1:2



Pièce :

4 - 2 - Poigné

E. N. P

Génie Mécanique

ETUDIANT

M. A. BENSALÉM

Matériau :

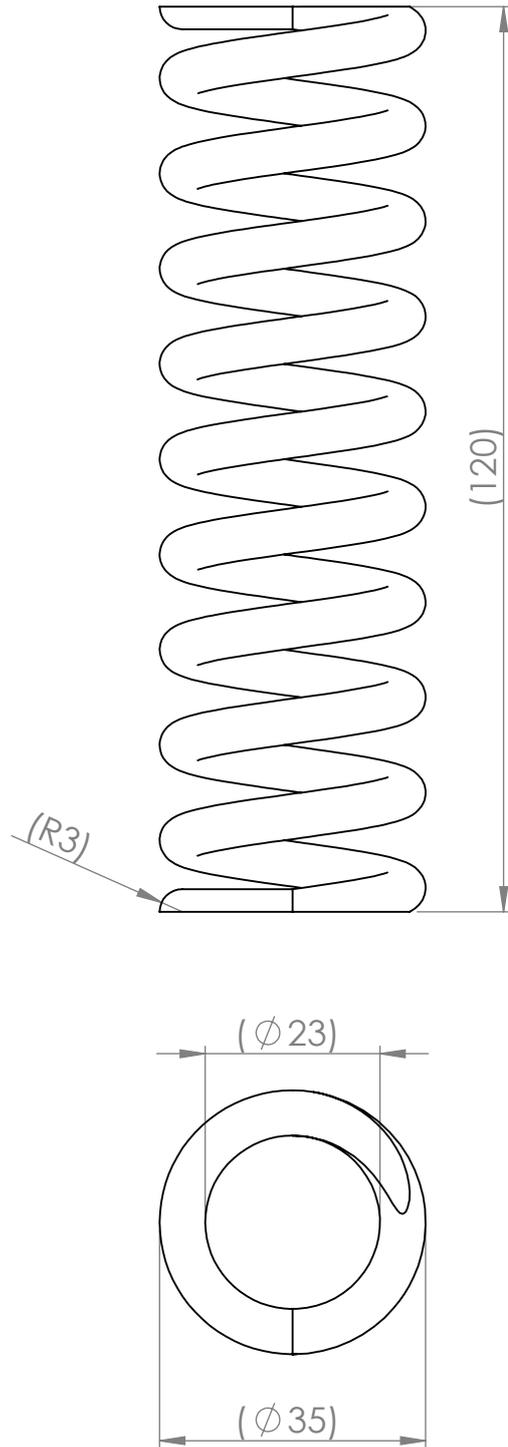
X20Cr13

Promoteur

D. SAIDI

Co-promoteur

M. BOUAZIZ



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

<i>ECHELLE</i>			<i>Pièce :</i> Ressort	E. N. P <i>Génie Mécanique</i>
<i>1:1</i>				
<i>ETUDIANT</i>	M. A. BENSALEM	<i>Matériau :</i> C10E		
<i>Promoteur</i>	D. SAIDI			
<i>Co-promoteur</i>	M. BOUAZIZ			