

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

École National Polytechnique Alger



Département Génie Mécanique

Laboratoire de génie mécanique et développement

MÉMOIRE DE PROJET DE FIN D'ÉTUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGÉNIEUR D'ETAT EN GÉNIE MÉCANIQUE



Thème

<<Conception d'une machine électromécanique universelle d'essais
mécaniques de capacité 50 kN >>

Réalisé par: Rym BELMIHOUB

Présenté et soutenu publiquement le 15/10/2019

Composition du Jury:

Président :	Brahim GUERGUEB	M.A.A.	E.N.P
Promoteur(s) :	Yacine BELKACEMI Khadidja BOUHADJA	M.C.A. Dir	ENP CDTA
Examineur(s) :	Djamel SAIDI	M.C.B	E.N.P

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

École Nationale Polytechnique Alger



Département Génie Mécanique

Laboratoire de génie mécanique et développement

MÉMOIRE DE PROJET DE FIN D'ÉTUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLÔME D'INGÉNIEUR D'ÉTAT EN GÉNIE MÉCANIQUE



Thème

<<Conception d'une machine électromécanique universelle d'essais
mécaniques de capacité 50 kN >>

Réalisé par: Rym BELMIHOUB

Présenté et soutenu publiquement le 15/10/2019

Composition du Jury:

Président :	Brahim GUERGUEB	M.A.A.	E.N.P
Promoteur(s) :	Yacine BELKACEMI Khadidja BOUHADJA	M.C.A. Dir	ENP CDTA
Examineur(s) :	Djamel SAIDI	M.C.B	E.N.P

ENP 2019

Dédicaces

Je rends grâce à Dieu de m'avoir donné tant de courage, de volonté et de patience pour l'élaboration de ce modeste projet de fin d'étude que je dédie :

A ma très chère Mère

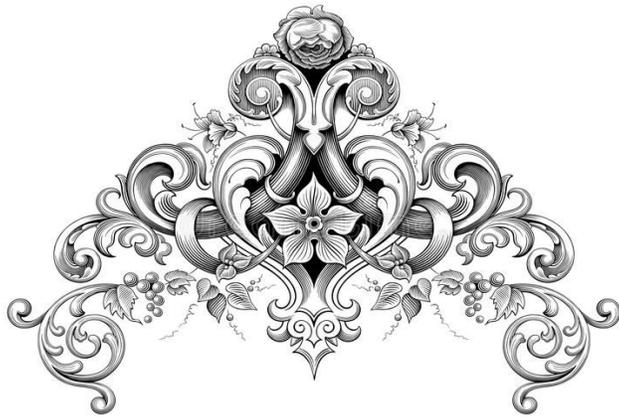
*Quoi que je fasse ou que je dise, je ne saurais point te remercier comme il se doit.
Ton affection me couvre, ta bienveillance me guide et ta présence à mes côtés a toujours été ma source de force pour affronter les différents obstacles.*

A mon très cher père

*Tu es toujours été à mes côtés pour me soutenir et m'encourager.
Que ce travail traduise ma gratitude et mon affection*

A mon très cher frère Rayane

*J'espère que ma réussite lui donne le bon courage dans ces études.
Puisse Dieu vous donner santé, bonheur, courage et surtout la réussite.*



Remerciements

Je profite par le biais de ce projet , pour exprimer mes vifs remerciement à toute personne contribuant de près ou de loin à l'élaboration de cet humble travail ,

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à mes encadrants Dr. Y. BELKACEMI et Mme. BOUHADJA, Dir. de recherche au CDTA, pour leur suivi et pour leur soutien tout au long de la période de préparation du projet .

j'adresse aussi mes vifs remerciements aux membres de s jurys pour avoir bien voulu examiner et juger ce travail .

Que tous ceux qui ont contribué à mener à bien ce projet trouvent ici l'expression de ma parfaite considération .

Table de Matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Résumé..... 13

Introduction..... 14

Chapitre 1 : Generalites 16

1.1. Machine Universelle d'Essai Mécanique.....16

1.2 .Essais Mécaniques..... 17

1.2.1.Essai de Flexion.....17

1.2.2. Essai de Compression.....18

1.2.3.Essai de Traction.....19

1.3. Classification des Machines Universelles de Traction.....23

1.3.1.Capacité de la Machine.....23

1.3.2.Structure du Bâti.....23

1.4.Machine Universelle de Traction.....24

1.4.1.Les Accessoires de la Machine.....24

1.4.2.Mécanisme de Transmission de Puissance 26

1.4.3.Mécanisme de Transmission du Mouvement29

1.5.Conclusion..... 30

1.6.Position du Problème30

Chapitre 2 : Modélisation du Processus de Conception	32
2.1. Introduction	32
2.1.1. Processus de Conception.....	32
2.1.1.1. Analyse Fonctionnelle	32
2.1.1.2. Maquette Numérique	39
*Mise en Plan en vue éclatée	40
*Nomenclature du Produit.....	41
2.2. Caractéristiques et Accessoires	43
2.2.1. Caractéristiques.....	43
*Techniques	43
*Géométriques	43
2.2.2. Accessoires.....	44
*Vis à Billes	44
*Moteur.....	51
*Guidage en Rotation.....	59
*Capteur HONEYWELL.....	63
*Unité d'alignement.....	64
*Plateaux de Compression	66
*Adaptateur.....	67
2.3. conclusion.....	68

Chapitre 3 : Simulation avec le Logiciel SOLIDWORKS.....	70
3.1.Initiation.....	70
3.2.Processus de Simulation.....	70
3.3.Analyse de L’assemblage.....	71
3.3.1.Support Superieur	71
3.3.2.Traverse Mobile.....	73
3.3.3.Bati.....	77
3.3.4.Barre’’Colonne de Guidage’’	80
3.3.5.Plateaux de Compression.....	83
3.4.Dimensions des autres pièces constituant l’assemblage	87
3.4.1.Cache Bâti.....	87
3.4.2.Cache Traverse Mobile	88
3.4.3.Aimant.....	89
3.4.4.Modulable	90
3.5. Conclusion	91
Conclusion Générale	93
Perspectives	94
Bibliographie.....	96
Annexe	97

Liste des Figures

Chapitre 01: Généralités

Figure 1.1 : La machine universelle d'essai mécanique.....	16
Figure 1.2 . Sollicitation en flexion trois points	17
Figure 1.3 . Sollicitation en flexion quatres points	18
Figure 1.4 . Sollicitation en compression.....	18
Figure 1.5 . Sollicitation en traction.....	19
Figure 1.6 . Courbe de traction conventionnelle	20
Figure 1.7 . Types d'éprouvettes.....	22
Figure 1.8 . Machine universelle de traction mono colonne	23
Figure 1.9 . Machine universelle de traction multi colonnes	24
Figure 1.10 . Mors hydraulique serrage bilatéral.....	25
Figure 1.11 . Mors pneumatique à serrage.....	25
Figure 1.12 . Mors à serrage par rouleau	26
Figure 1.13.Engrenage à denture droite.....	26
Figure 1.14.Engrenage à denture hélicoïdale	27
Figure 1.16 . Système poulie courroie	27
Figure 1.17 . Système de transmission par chaine	28
Figure 1.18 .Vis à billes.....	29

Chapitre 02 : Modélisation du Processus de Conception

Figure 2.1. Schéma du besoin "Bête de cornes ".....	33
Figure 2.2.Pieuvre phase de conception.....	35
Figure 2.3.Pieuvre phase de fonctionnement normal	36
Figure 2.4.Pieuvre phase de fonctionnement Anormal.....	37
Figure 2.5. Pieuvre phase de maintenance	38
Figure 2.6: Modélisation de la machine	39
Figure 2.7 : Vue éclatée de la machine	40
Figure 2.8 : Nomenclature de la machine	41

Figure 2.9 : Caractéristiques techniques de la vis a billes	44
Figure 2.10 : Caractéristiques techniques (Flambage).....	48
Figure 2.11 : Modélisation de la traverse mobile avec tous ses accessoires	50
Figure 2.12: moteur pas à pas //Fois Brillant//.....	51
Figure 2.13: Caractéristiques Géométriques du moteur pas à pas	52
Figure 2.14 : Illustration de la variation de couple moteur en fonction de la vitesse de rotation	53
Figure 2.15: Système poulie courroie	54
Figure 2.16 : Manchon (Gauche) / Inverseur d'angle (Droite).....	57
Figure 2.17 : Modélisation du mécanisme de transmission de puissance	58
Figure 2.18 : Butée à billes double effet (Surface d'appui plate).....	59
Figure 2.19 : Modélisation avec le logiciel SOLIDWORKS	60
Figure 2.20:Rotule radiale (Gauche) Rotule à contact oblique (Milieu) Rotule axiale (Droite)	61
Figure 2.21 : Modélisation avec le logiciel SOLIDWORKS (Rotule Axiale).....	62
Figure 2.22 : Modélisation avec le logiciel SOLIDWORKS (Capteur de Force).....	63
Figure 2.23: Appareil d'alignement avec connecteur à goujon, monté directement sur latraverse.....	64
Figure 2.24: Modélisation avec le logiciel SOLIDWORKS (Unité d'alignement)....	65
Figure 2.25: Modélisation avec le logiciel Solidworks Gauche : Partie supérieure / Droite : Partie inférieure).....	66
Figure 2.26: Modélisation avec le logiciel Solidworks(Adaptateur).....	67

Chapitre 03 : Simulation avec le Logiciel SOLIDWORKS

Figure 3.1: Sollicitation du support supérieure à 100 kN.....	71
Figure 3.2 : Taux de contrainte agissant sur le support supérieur.....	72.
Figure 3.3 : Taux de déplacement	72
Figure 3.4: Sollicitation de la traverse mobile à 100 kN (En traction).....	73
Figure 3.5: Taux de contrainte agissant sur la traverse mobile (En traction).....	74
Figure 3.6: Taux de déplacement (Sollicitation en traction).....	74
Figure 3.7: Sollicitation de la traverse mobile à 100 kN (En compression).....	75
Figure 3.8 :Taux de contrainte agissant sur la traverse mobile (En compression)....	75
Figure 3.9 :Taux de déformation (En compression).....	76
Figure 3.10: Dessin d'ensemble du bâti.....	77

Figure 3.11 : Modélisation du Batié	78
Figure 3.12 : Taux de déformation après sollicitation	79
Figure 3.12 : Taux de contrainte	79
Figure 3.13: Modélisation avec le logiciel SOLIDWORKS	80
Figure 3.14 : Résultats obtenus lors de la simulation -Sollicitation en traction-.....	81
Figure 3.15 : Résultats obtenus lors de la simulation -Sollicitation en compression -.	82
Figure 3.16: Modélisation avec le logiciel SOLIDWORKS .-	83
Figure 3.17: Plateau de compression (P.sup).....	84
Figure 3.18 : Résultats obtenus lors de la simulation -Sollicitation en compression -.	84
Figure 3.19: Plateau de compression(P.Inf).....	85
Figure 3.20 : Résultats obtenus lors de la simulation.....	86
Figure 3.21: Dimensions du cache bâtie	87
Figure 3.22: Dimensions du cache traverse mobile	88
Figure 3.23: Dimensions de l'aimant	89
Figure 3.24: Dimensions du modulable	90

Liste des Tableaux

Tab 2.1 : Tableau des longueurs standard.....	55
Tab 2.2 : Tableau des longueurs standard.....	56
Tab 2.3 : Tableau résumant les caractéristiques de la butée.....	59
Tab 2.4 : Tableau résumant les caractéristiques géométriques du produit choisi (Rotule Axiale).....	62
Tab 3.3: Tableau résumant les propriétés de l'acier choisi (Structure).....	73
Tab 3.4: Tableau résumant les propriétés du matériau choisi (Aluminium).....	81
Tab 3.5: Tableau résumant les propriétés du matériau choisi (toolmaking).....	83

Nomenclature

E	Module de Young
σ_e , R_e	La limite d'élasticité
A	L'allongement à la rupture
ν	Le coefficient de Poisson
ΔL	La longueur d'allongement d'éprouvette
L	La longueur d'éprouvette après l'allongement
L_o	La longueur initiale de l'éprouvette
L_u	La longueur ultime après rupture
ε	L'allongement relatif La charge unitaire
F	La force
F_e	La force à la pointe de limite d'élasticité
F_r	La force à la pointe de résistance à la rupture
R_m , σ_m	La résistance à la traction
S_0	La section initiale de l'éprouvette
n	Vitesse de rotation critique de la vis à billes
a	Facteur caractérisant le type de montage .
d_o	Diamètre nominal
L	Distance entre les centres des «paliers» support de vis.

F	Charge appliquée
D	Diamètre nominale
P	Pas du filetage
f	Coefficient de glissement
n_{cr}	Vitesse de rotation critique

Abréviation

CDTA Centre de développement des technologies avancées

ملخص

العمل المعروض في هذه المذكرة هو دراسة و تصميم آلة كهروميكانيكية ضغط/تمديد بقوة 50 kN ذات محرك خطوة خطوة موجهة للبحث و دراسة بيداغوجية بهدف تحديد الخصائص الميكانيكية للمادة ؛ و أول خطوة بدأنا بها هو تحديد أنواع الماكينات الموجودة وصولاً إلى التصميم باستعمال برنامج المحاكات الافتراضي SOLIDWORKS مرفوق بجميع الأعضاء الرئيسية وأدوات القياس من أجل مواكبة الاختبارات الميكانيكية .
الكلمات الرئيسية : آلة كهروميكانيكية , ضغط , تمديد , محرك خطوة خطوة . الكرة اللولبية .

Abstract

The present work concerns the design of a universal electromechanical traction-compression machine with a capacity of 50 kN. The sizing of the main organs has been realized. Several accessories have been proposed to perform the tests. It is a machine with two columns. The machine has been designed with a stepper motor that can be controlled and thus automates the tests. The motor drives two ball screws to minimize friction.

Key words: electromechanical machine, traction, compression, stepper motor, screw ball

Résumé

Le présent travail porte sur la conception d'une machine universelle de traction-compression électromécanique de capacité 50 kN. Le dimensionnement des organes principaux a été réalisé. Plusieurs accessoires ont été proposés pour mener les essais. C'est une machine à deux colonnes. La machine a été conçue autour d'un moteur pas à pas qui peut être contrôlé et automatiser ainsi les essais. Le moteur entraîne deux vis à billes afin de limiter les frottements au maximum.

Mots clés : machine électromécanique, traction, compression, moteur pas à pas, vis à billes .

Introduction

De nos jours, l'évolution des outils technologiques a fait que les machines d'essais sont dotés de systèmes qui permettent leur automatisation en terme de contrôle des essais et d'acquisition des résultats. Les résultats des tests sont donc fiables et faciles à obtenir.

La disponibilité de ces machines au niveau des laboratoire de recherches, des universités ...etc ,

est nécessaire pour la formation, la recherche et la prestation de services pour l'industrie.

Le CDTA veut lancer des études de réalisation des machines didactiques pour la caractérisation de matériaux vu les prix exorbitants des équipements lourds en mécanique.

C'est dans ce cadre que s'inscrit la présentée étude qui porte sur la conception d'une machine universelle de traction électromécanique de capacité 50 kN avec le dimensionnement des organes principaux et tous les accessoires et instruments de mesures afin de réaliser les essais.

Dans le chapitre 1, nous présentons tout d'abord les différents types de machines universelles d'essais mécaniques en termes de structure, capacité, accessoires et système de transmission. Nous présentons les essais principaux essais qui peuvent être réalisés sur cette machine selon la géométrie de l'éprouvette à analyser.

Dans le chapitre 2, nous nous intéressons au processus de conception de la machine d'essai, selon des exigences qui ont été prises au préalable telles que : Le couple, la vitesse de la vis à billes, la puissance du moteur pas à pas ... etc afin d'aboutir au résultat désiré.

Le chapitre 3, est consacré à l'analyse et au dimensionnement des pièces maîtresses constituant la machine de traction en utilisant le logiciel de conception 3D SOLIDWORKS.

L'étude est terminée par une conclusion générale.



Chapitre 01 :

Généralités



Chapitre 1 :

Généralités

1.1. Machine Universelle d'Essai Mécanique

L'approche expérimentale du comportement élastique des matériaux implique la détermination d'un nombre important de constantes élastique ce qui implique la mise en place de différents systèmes de chargement (traction, compression, flexion) appliqués à plusieurs échantillons.

La machine universelle d'essai mécanique (Figure 1.1) est un appareil destiné à étudier le comportement des matériaux soumis aux différentes sollicitations. Il s'agit pour l'essentiel d'observer le rapport qui existe entre les forces appliquées et la déformation, ainsi que les sollicitations entraînant une défaillance des composants.

Les valeurs caractéristiques obtenues sont utilisées dans le développement des matériaux, la conception des composants, ainsi que dans l'application de l'assurance qualité.

(Ref 1)



Figure 1.1 : Machine universelle d'essai mécanique

1.2.Essais Mécaniques

La machine universelle d'essai mécanique offre la flexibilité de faire varier les modules complémentaires assurant le type d'essai désiré.

Dans ce qui suit, nous présentons les différents essais réalisable par la machine.

1.2.1. Essai de Flexion

La flexion d'un matériau se définit par la déformation d'une poutre sous l'action de force transversale.

La flexion provoque une distribution de contraintes présentant à la fois un gradient et une répartition de contraintes de traction et de compression de part et d'autre de la fibre neutre.

On impose à une éprouvette normalisée un déplacement ou flèche à vitesse de constante, et on mesure la force qu'oppose l'éprouvette.

Il existe deux types d'essais : Flexion trois points et la flexion quatre points.

i- Flexion trois points

L'essai de flexion 3 points permet de mesurer la résistance à la rupture d'un matériau. Une barrette du matériau à tester est placée sur deux appuis et l'on applique au centre de la barrette une force croissante jusqu'à rupture.

La flexion trois points (Figure 1.2) est un essai mécanique classique. La force est obtenue par un capteur de force et la flèche peut être mesurée à l'aide d'un capteur de déplacement.



Figure 1.2 . Sollicitation en flexion trois points

1.2.1. Essai de Flexion

ii- i- Flexion quatre points

Pour le test de flexion quatre (Figure 1.3) points, l'éprouvette repose sur deux appuis et subit un chargement distribué sur deux points. Cet essai a l'avantage par rapport à l'essai de flexion trois points avec l'avantage de ne pas positionner l'appui qui peut endommager le centre de l'éprouvette.



Figure 1.3 . Sollicitation en flexion quatre points

1.2.2. Essai de compression

Le test de compression (Figure 1.4) consiste à appliquer un effort de compression à un échantillon reposant sur une surface indéformable.

Cette sollicitation provoque un écrasement de l'éprouvette ce qui permet de mesurer simultanément les contraintes et les déformations.

La contrainte et la déformation de compression sont représentées graphiquement sous la forme d'une courbe de contrainte-déformation qui est ensuite utilisée pour déterminer la limite d'élasticité, la limite de proportionnalité, le point de transition élastique-plastique, la contrainte au seuil d'écoulement et, pour certains matériaux, la résistance à la compression.



Figure 1.4 . Sollicitation en compression

1.2.3. Essai de Traction

L'essai le plus fréquemment utilisé afin de déterminer le comportement mécanique d'un matériau est l'essai de traction. Cet essai est caractérisé par sa facilité de mise en œuvre et par la richesse des informations fournies.

Les tests de traction sont simples, relativement peu coûteux et entièrement normalisés.

L'essai de traction (Figure 1.5) permet de déterminer l'aptitude d'un matériau à se déformer , soumis à un effort variable . Ce type d'essai est nécessaire pour prévoir le comportement du matériau dans des conditions réelles d'utilisation.

L'essai de traction consiste à appliquer sur une éprouvette normalisée un effort et à mesurer l'allongement correspondant, ou inversement, imposer l'allongement afin de mesurer l'effort. En enregistrant la force appliquée à l'éprouvette par la machine de traction et son allongement progressif on obtient un diagramme contrainte-déformation.



Figure 1.5 . Sollicitation en traction

1.2.3. Essai de Traction

i-Description de la courbe de traction

Sur un diagramme effort-déformation (Figure 1.6), on observe les phases suivantes :

Zone OA : domaine des déformations élastiques ou réversibles ;si l'on cesse la charge l'éprouvette retrouve ses dimensions initiales

Zone AB : la déformation n'est plus complètement réversible,elle est plastique (ou permanente) homogène ; appelée aussi déformation plastique répartie. Les allongements croissent plus vite que les charges.

L'allongement a lieu avec une diminution régulière de la section tout au long de l'éprouvette.

Zone BC: la déformation plastique se localise dans une petite portion de l'éprouvette et n'est plus homogène, c'est la striction.

On aboutit à la rupture en C. les allongements croissent avec une diminution de la charge.

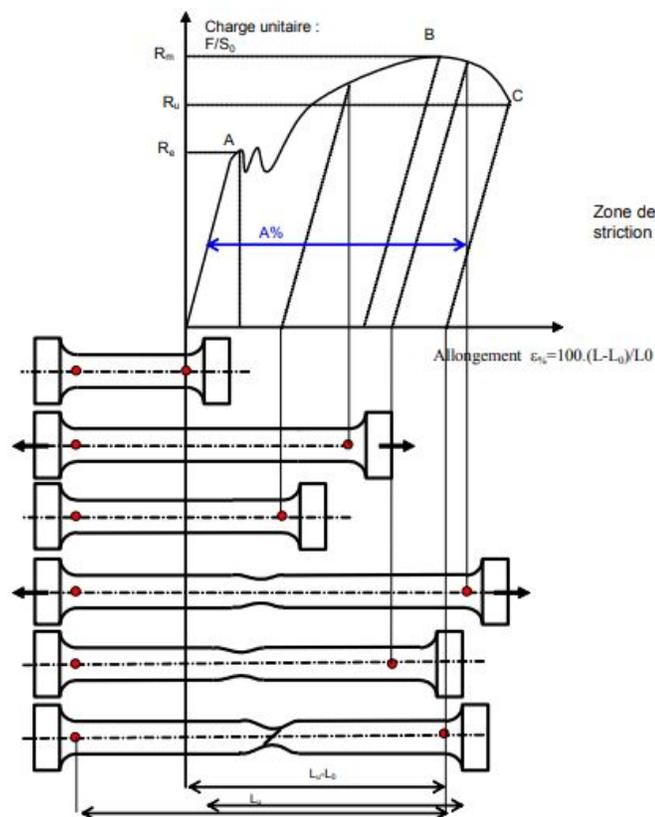


Figure 1.6 . Courbe de traction conventionnelle

i-Description de la courbe de traction

Sur le diagramme charge-allongement, qui peut être enregistré ou tracé par points, on utilise les coordonnées suivantes :

En abscisse, l'allongement relatif $\Delta L/L_0$ de l'éprouvette ou plutôt d'une certaine base de mesure L_0 (L_0 est la longueur initiale de l'éprouvette)

$$\varepsilon \% = 100 ((L - L_0) / L_0)$$

En ordonnée : la charge unitaire, définie à tout instant de l'essai, c'est le quotient de la charge par la section initiale de l'éprouvette S_0 .

$$\sigma = F / S_0$$

Le point **A** est la limite d'élasticité (ou résistance élastique à la traction) :

$$R_e = F_e / S_0$$

Le point **B** correspond à la charge maximale ; il est appelé résistance à la traction ou résistance à la rupture (bien qu'il n'y ait pas encore rupture) ;

$$R_m = F_r / S_0$$

C'est la charge maximale atteinte durant l'essai de traction. A partir de ce point, la déformation commence à se localiser sous forme de striction, ce qui explique la décroissance de l'effort nécessaire aux déformations au-delà du point **B**.

Le point **C** correspondant à la charge ultime

ii-Type d'éprouvettes

Une éprouvette est une pièce de dimension normalisée utilisée lors des essais mécaniques afin de déterminer le comportement du matériau soumis aux différents efforts mécaniques.

L'essai de traction peut être effectué sur un échantillon cylindrique ou un échantillon rectangulaire plat (Figure 1.7).

L'éprouvette cylindrique permet d'avoir un système symétrique et l'éprouvette plate permet de voir ce qui se passe sur une face tel que: apparition de lignes de glissement, etc.

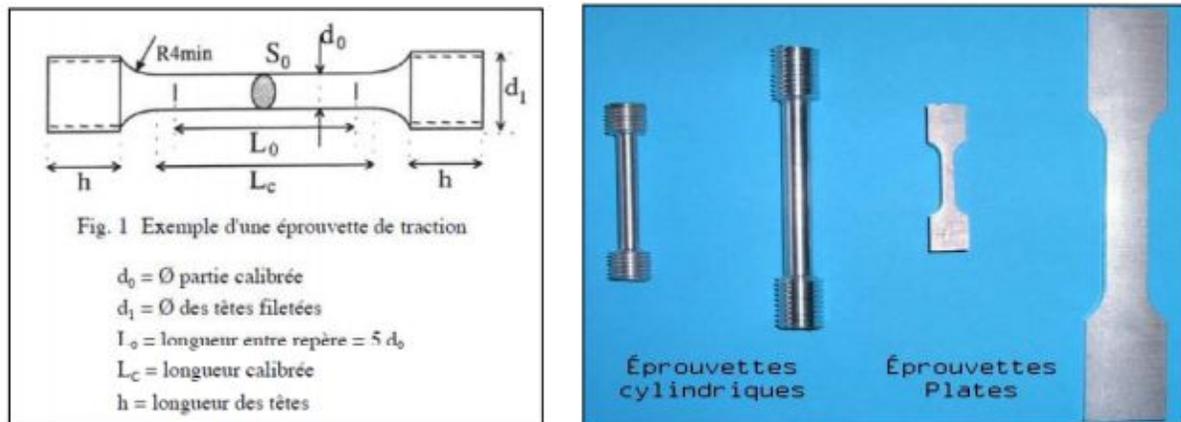


Figure 1.7 . Types d'éprouvettes

1.3. Classification des Machines Universelles de Traction

Un choix reposant sur deux critères :

1.3.1. Capacité de la Machine

i. Les machines de très faible capacité (jusqu'à 1kN)

Opter pour une gamme spécifique de matériaux en plastiques ou en caoutchoucs souples .

ii. Les machines de moyenne capacité (5 kN jusqu'à 50 kN)

Opter pour les matériaux rigides ou semi-rigides en plastiques .

iii. Les machines de grande capacité (100 kN et au delà)

Opter pour une large gamme de matériaux métalliques.

1.3.2. La structure du Bâti

i. Machines mono colonne

Les machines universelles de traction mono colonne (Figure 1.8) sont adaptées pour des essais dont la capacité varie de **0.5 kN** jusqu'à **5 kN** .



Figure 1.8 . Machine universelle de traction mono colonne

ii.Machines multi colonnes

Les machines multi colonnes (Figure 1.9) assurent la répartition de la charge. Elles sont adaptées pour des matériaux rigides dont la capacité est au delà de 5 kN.



Figure 1.9 . Machine universelle de traction multi colonnes

1.4.Machine Universelle de Traction

1.4.1 .Les accessoires de la machine

La machine universelle de traction est constituée d'un bâti robuste à deux colonnes portant une traverse mobile. La traverse mobile est souvent entraînée par un système électromécanique à deux vis latérales entraînées par un moteur à courant continu servo-contrôlé pour une application régulière des efforts. Elle comporte une cellule de charge (capteur de force et capteur d'allongement) afin de mesurer l'effort appliqué à l'éprouvette et le déplacement de l'éprouvette. Cette dernière, est selon sa géométrie et sa rigidité , vissée ou enserrée entre des mors. (Ref 2)

Il existe plusieurs types de mors :

i.Mors hydraulique :

Le mors de traction hydraulique universel (Figure 1.10) peut être utilisé pour les essais de traction des plaques ou des barres.

Ils assurent un serrage avec la même force pour chaque essai afin de minimiser les erreurs de l'opérateur.

Ils assurent un maintien stable de la force de serrage afin d'éviter les problèmes de glissement et les incohérences de mesure.

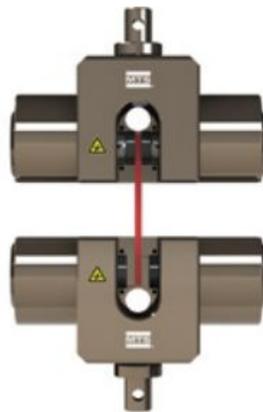


Figure 1.10 . Mors hydraulique serrage bilatéral

ii.Mors pneumatique

Les mors de traction pneumatique (Figure 1.11) sont conçus de manière à être résistants à la corrosion et aux mêmes temps légers et faciles à utiliser . Ils assurent une pression réglable , ce qui permet de tester de nombreux matériaux avec une force adéquate .



Figure 1.11 . Mors pneumatique à serrage

ii. Mors à serrage par rouleau

Les mors à serrage par rouleau (Figure 1.12) assurent un blocage de l'éprouvette afin d'empêcher la concentration des contraintes et les dommages hors la plage d'essai .Ils permettent aussi d'augmenter la force de serrage en enroulant l'éprouvette autour de la partie mobile du mors. Ils sont adaptés à certains types de tissus, de sangles etc.



Figure 1.12 . Mors à serrage par rouleau

1.4.2. Mécanismes de transmission de puissance

i. Engrenages

Les engrenages sont des composants mécaniques essentiels. Ils font partie des systèmes de transmission de mouvement et de puissance les plus utilisés, les plus résistants et les plus durables.

*Engrenages à denture droite

Les plus simples et les plus économiques, ils sont employés pour transmettre, sans glissement, un mouvement de rotation continu entre deux arbres parallèles rapprochés. (Figure 1.13)

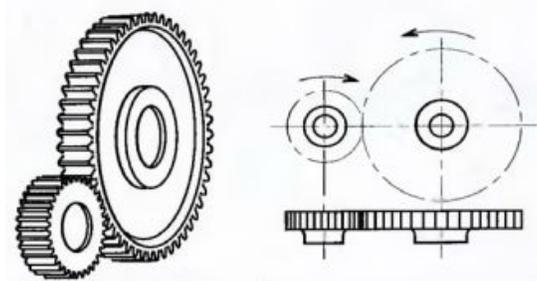


Figure 1.13. Engrenage à denture droite

*Engrenages à denture hélicoïdale

De même usage que les précédents. Les dents des roues sont inclinées par rapport à l'axe de rotation des deux arbres. Cette inclinaison engendre des efforts axiaux suivant l'axe de l'arbre.(Figure 1.14)

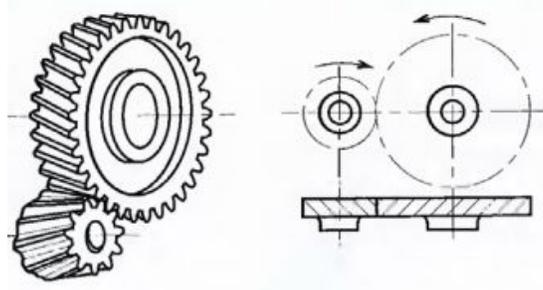


Figure 1.14.Engrenage à denture hélicoïdale

ii.Engrenages coniques

Ils permettent d'entraîner par des roues de forme conique des arbres qui sont pour la plupart des cas perpendiculaires et concourants. Les dentures peuvent être de différentes formes : droites, hélicoïdales... (Figure 1.15)

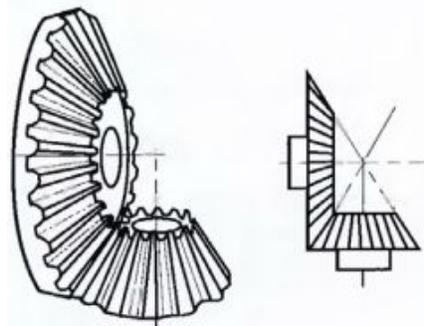


Figure 1.15.Engrenage conique

ii.Poulie courroie

Un système poulies-courroie permet de transmettre une puissance dans le mouvement de rotation d'un arbre à un autre. Les deux ou plusieurs arbres pouvant être éloignés l'un de l'autre (Figure 1.16). Nous allons adopter ce système de transmission .



Figure 1.16 . Système poulie courroie

Ce système permet de plus :

- *d'amortir les vibrations et les chocs de transmission ce qui augmente la durée de vie des organes moteur et récepteur.
- * d'assurer un fonctionnement silencieux.
- *un montage économique et une maintenance aisée.

iii. Transmission par chaîne

Le système pignon chaîne permet de transmettre un mouvement de rotation sans glissement à une distance pouvant aller jusqu'à plusieurs mètres.(Figure 1.17)



Figure 1.17 . Système de transmission par chaîne

Si on compare un tel système avec celui cité précédemment , ce dernier est :

- *plus bruyant .
- *Présente des durées de vie plus élevées.
- *Supporte des forces de tensions plus élevées.
- * tournent moins vite et il nécessite une lubrification.

1.4.3. Mécanismes de transmission de mouvement

*Vis à billes

Les vis à billes permettent de convertir un mouvement de rotation en mouvement linéaire. L'écrou en acier comprend plusieurs circuits de billes indépendants. Les billes ont une trajectoire hélicoïdale puis sont recyclées grâce à un insert de recirculation (pion ou tube). (Figure 1.18)



Figure 1.18 .Vis à billes

Les vis à billes assurent :

- *Précision de déplacement et de positionnement.
- *Excellente répétabilité.
- *Vitesse de déplacement élevée.
- *Faible usure et durée de vie élevée.

1.5.Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté différents types de machines universelles d'essais mécaniques en terme de structure , capacité , accessoires et système de transmission , puis nous avons introduit les essais qui peuvent être réalisés sur cette machine selon la géométrie de l'éprouvette à tester.

Cependant la solution adoptée sera conçue et argumentée dans le second chapitre .

1.6.Position du Problème

Le CDTA veut lancer des études de réalisation des machines didactiques pour la caractérisation de matériaux vu les prix exorbitants des équipements lourds en mécanique .

C'est dans ce cadre que s'inscrit la présentée thèse qui porte sur la conception d'une machine universelle de traction électromécanique de 50 kN avec le dimensionnement des organes principaux mener de tous les accessoires et instruments de mesures afin de simuler les essais .



Chapitre 02 :

Modélisation du Processus de Conception



Chapitre 2 :

Modélisation du Processus de Conception

2.1.Introduction

Après avoir mis la lumière dans le chapitre 1 , les éléments de bases constituant la machine universelle de traction électromécanique ; il convient de proposer une méthodologie de conception de ce type de machine .Ceci constitue l'objectif de ce chapitre basé sur la représentation de la démarche suivi afin d'aboutir au résultat désiré .

2.1.1.Processus de Conception

2.1.1.1.Analyse Fonctionnelle

Analyse fonctionnelle ; un gage de créativité basé sur l'optimisation de la conception du produit en s'appuyant sur les fonctions que doit réaliser ce dernier . (Ref 3)

Les étapes à suivre lors d'une démarche d'analyse fonctionnelle sont les suivantes :

*Analyse du Besoin

Un besoin est un désir , une nécessité éprouvé par l'utilisateur du système .

On illustre ce dernier a l'aide d'un outil graphique appelé : "Bête de Cornes" .

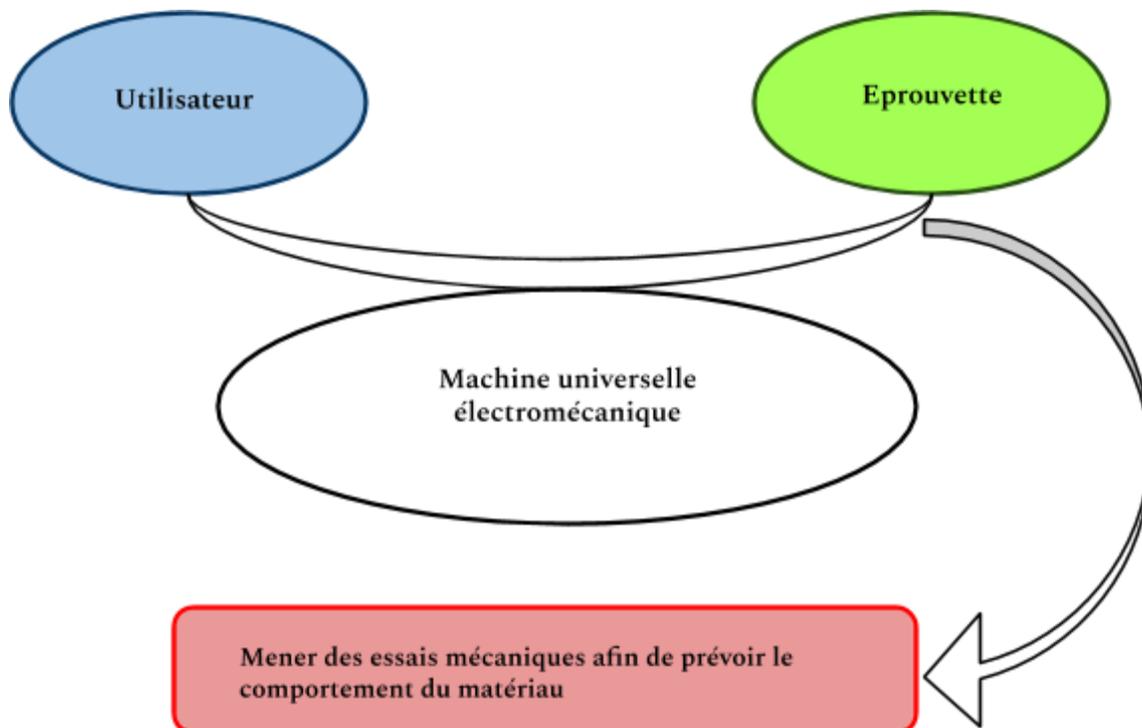


Figure 2.1. Schéma du besoin "Bête de cornes"

*Analyse Fonctionnelle du besoin

Analyse fonctionnelle du besoin appelée aussi Fonctionnelle Externe .Cette dernière permet d'identifier les relations du produit avec son contexte d'utilisation, afin de dégager des fonctions de Service, aptes à satisfaire le besoin.

Fonction :

Action d'un produit ou de l'un de ses constituants exprimée exclusivement en termes de finalité .

Pour notre cas , la machine universelle de traction électromécanique permet d'observer le rapport qui existe entre les forces appliquées et la déformation, ainsi que les sollicitations limites résultantes entraînant une défaillance des composants .

Fonction de Service

Action du produit avec son milieu extérieur, qui contribue à la satisfaction du besoin .

Pour :

Fonctions Principales : F.P.

Les fonctions principales traduisent obligatoirement des actions réalisées par le produit.

Fonctions Contraintes : F.C.

Les fonctions contraintes traduisent la plupart du temps une adaptation du produit à son milieu extérieur.

Diagramme de Pieuvre

On établit le diagramme de Pieuvre durant le cycle de vie de la machine universelle de traction

Phase de conception
Phase de fonctionnement normal
Phase de fonctionnement anormal
Phase de la maintenance

Pieuvre : phase de conception

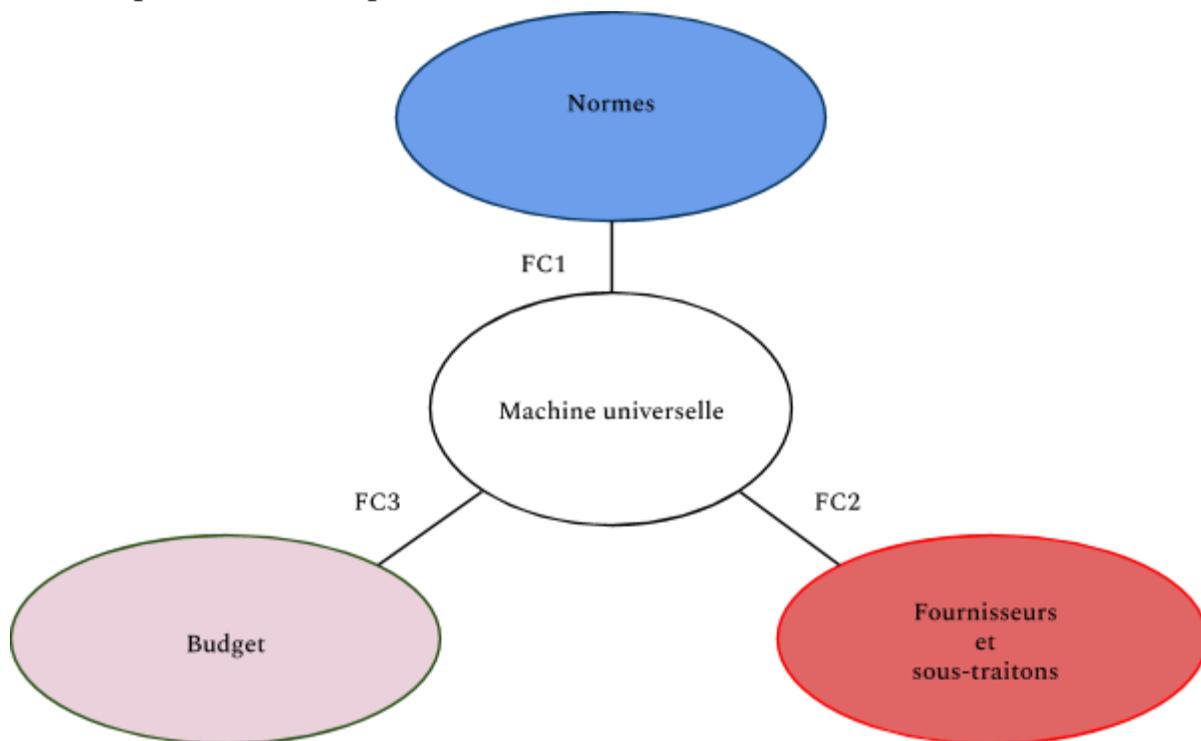


Figure 2.2.Pieuvre phase de conception

Fonctions contraintes :

FC1 : respecter les normes de conception .

FC2 : prendre en considération la matière première, les procédés de fabrication et les outillages disponibles chez les fournisseurs et sous-traitants de l'entreprise.

FC3 : élaborer la conception assurant le coût optimal.

Pieuvre : phase de fonctionnement normal

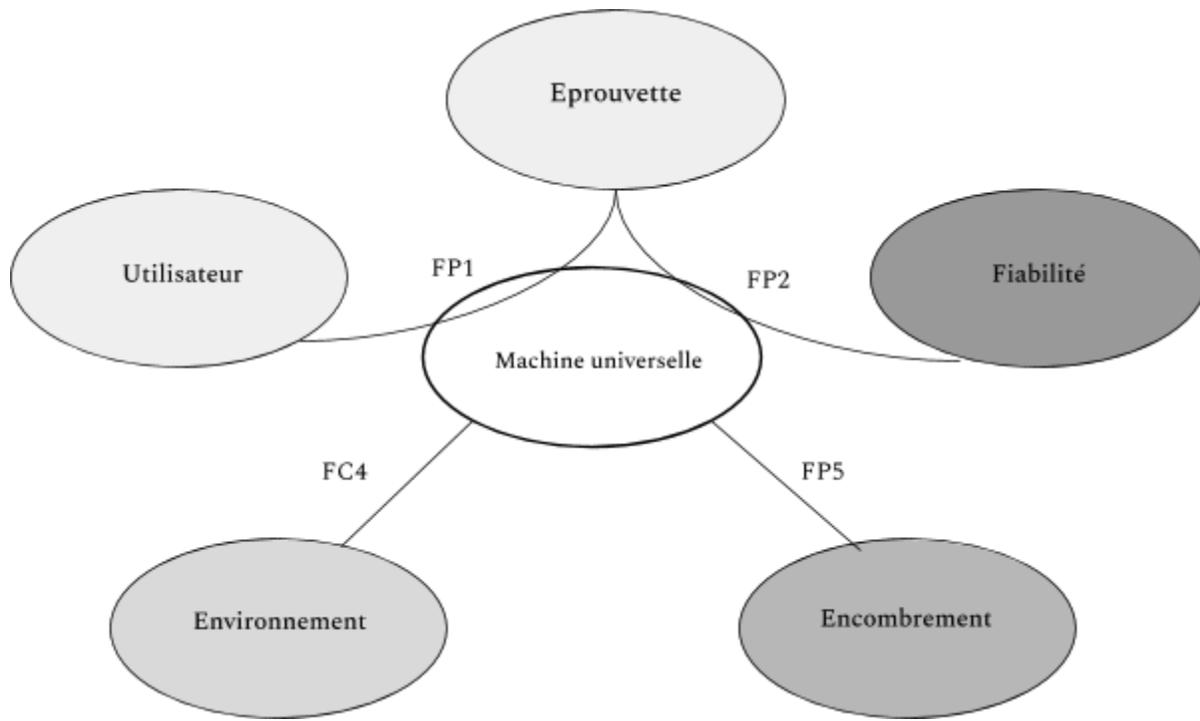


Figure 2.3. Pieuvre phase de fonctionnement normal

Fonctions principales :

FP1 : permettre à l'utilisateur d'effectuer des essais mécaniques

FP2 : assurer la fiabilité de l'essai .

Fonctions contraintes :

FC4 : résister aux agressions du milieu extérieur.

FC5 : avoir un encombrement minimal.

Pieuvre : phase de fonctionnement anormal

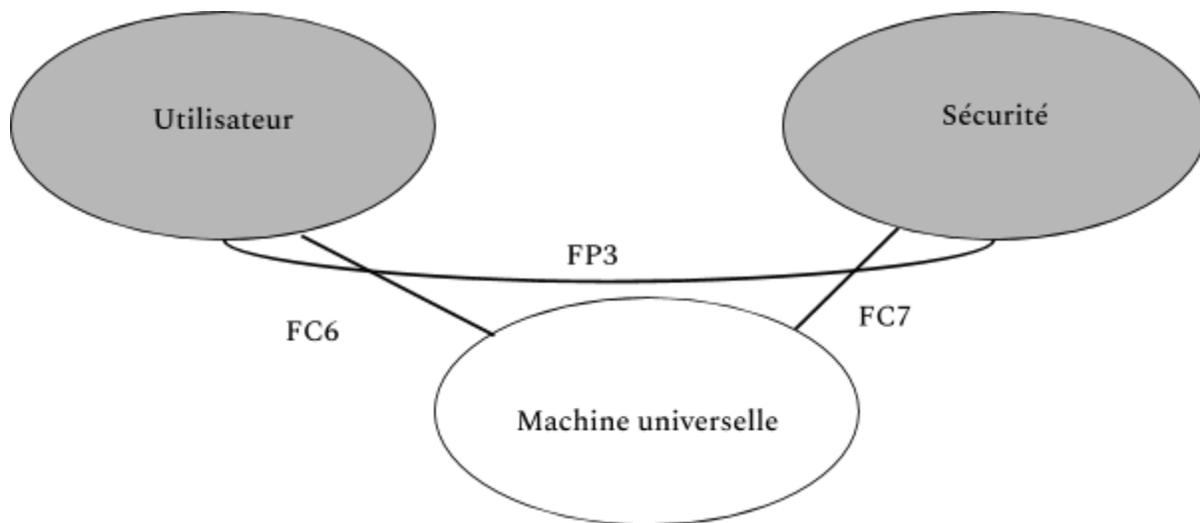


Figure 2.4. Pieuvre phase de fonctionnement Anormal

Fonctions principales :

FP3 : assurer la sécurité de l'utilisateur lors de l'essai .

Fonctions contraintes :

FC6 : permettre à l'utilisateur d'arrêter la machine au cas d'un fonctionnement anormal.

FC7 : assurer la sécurité de la machine.

Pieuvre : phase de la maintenance

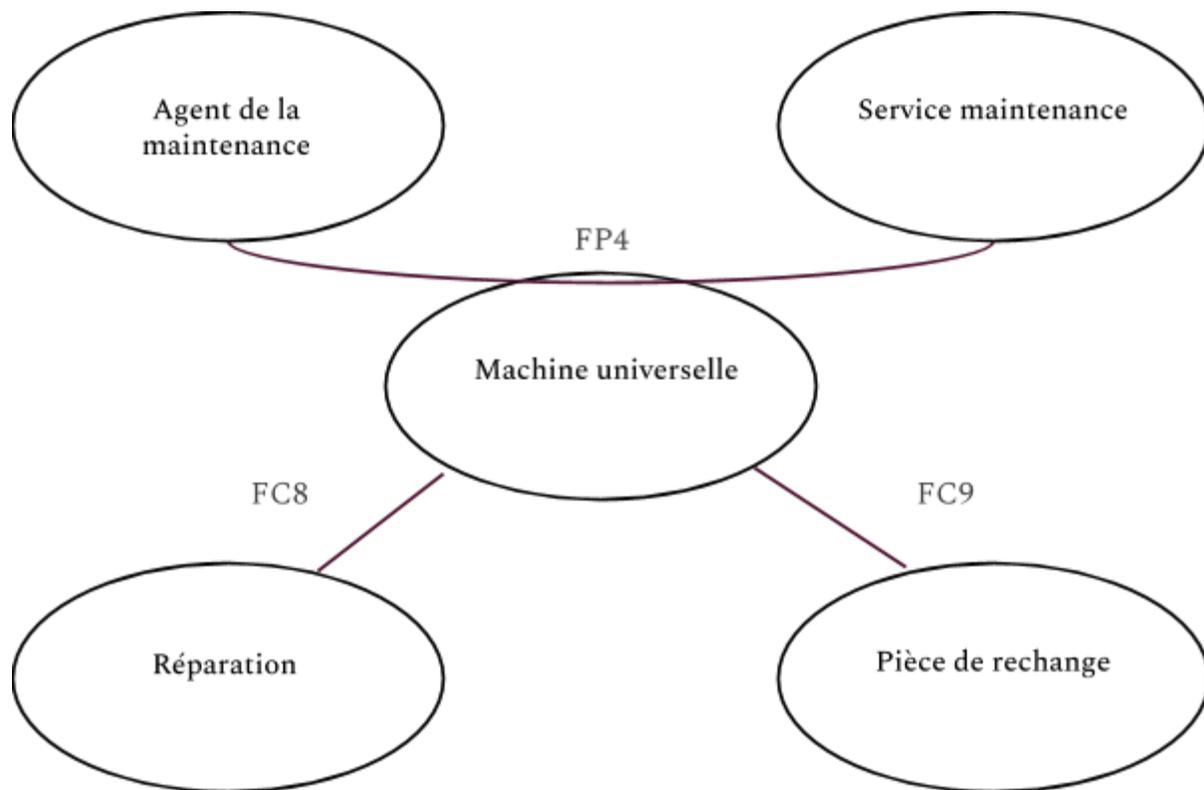


Figure 2.5. Pieuvre phase de maintenance

Fonctions principales :

FP4 : permettre aux agents de la maintenance de réparer la machine par les moyens disponibles chez le service maintenance.

Fonctions contraintes :

FC8 : avoir des pièces de rechange standard .

FC9 : être facilement réparable.

2.1.1.2. Maquette Numérique du Produit

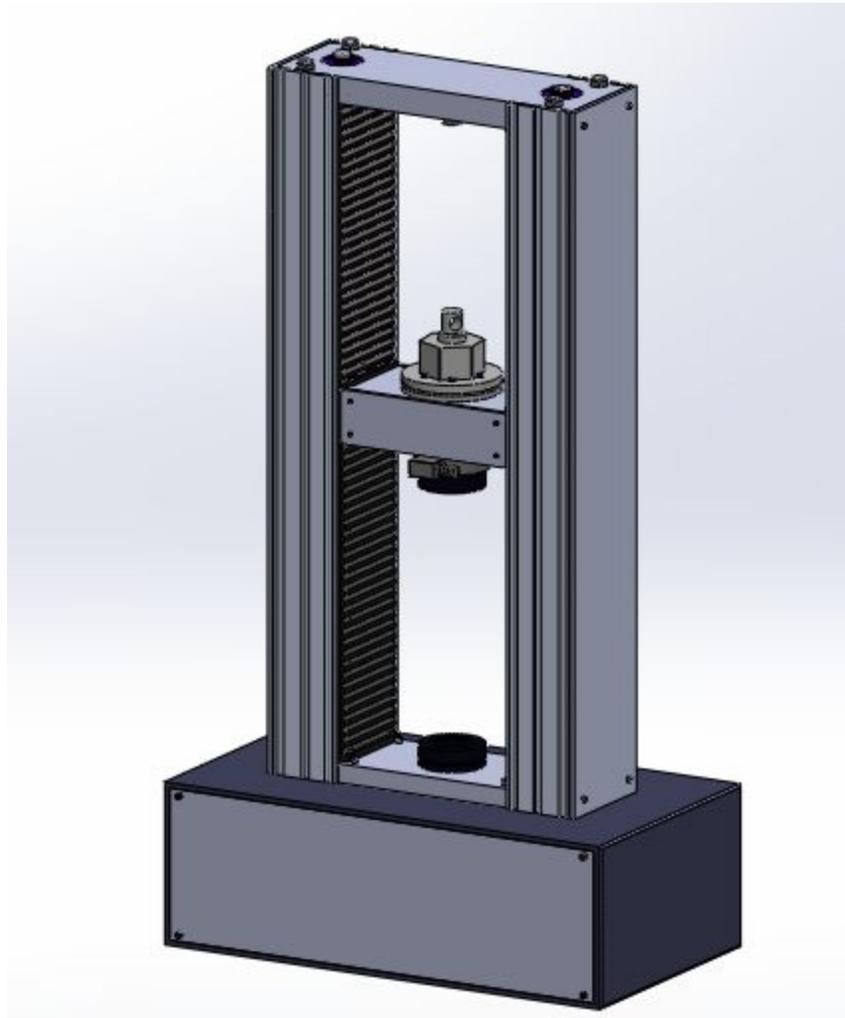


Figure 2.6 : Modélisation de la machine

2.1.1.2.Mise en Plan en vue éclatée

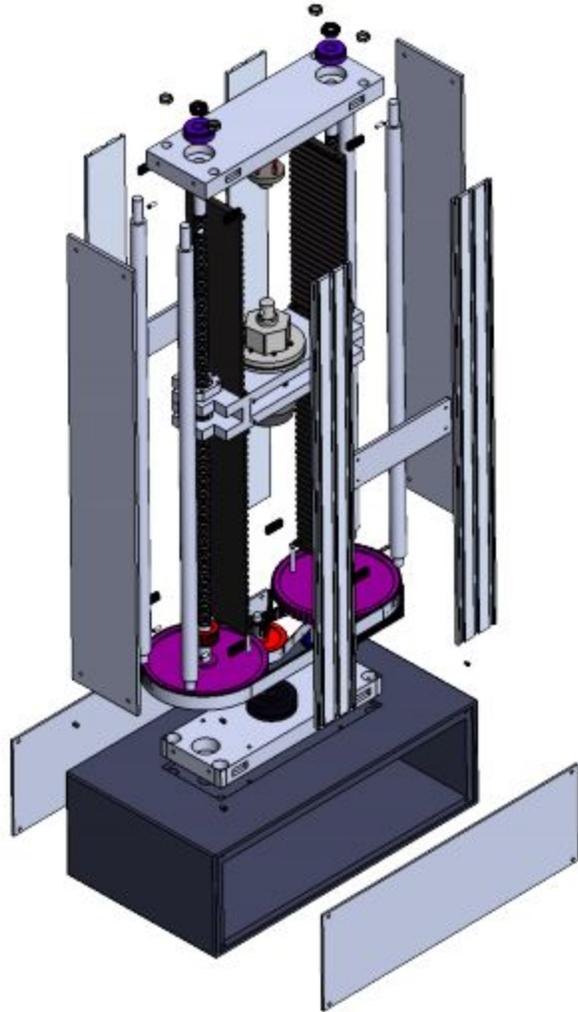


Figure 2.7: Vue éclatée de la machine

2.1.1.2.Nomenclature du Produit

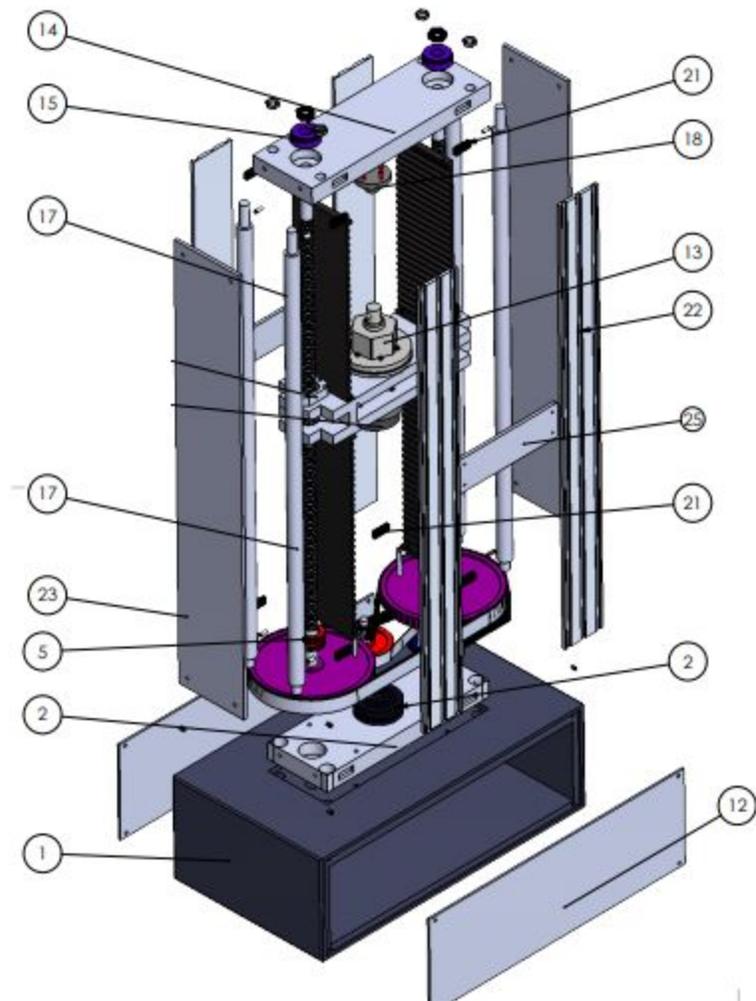
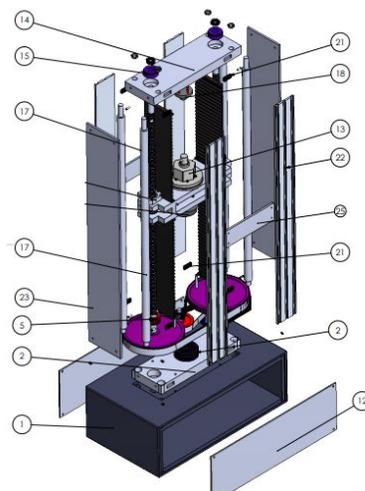


Figure 2.8: La nomenclature de la machine

2.1.1.2.Nomenclature du Produit



Number	Part Number	Description
1	Bâtie	1
2	Support	1
3	Mors de Compression	1
5	Butée	2
12	Cache Bâtie	2
13	Unité d'alignement	1
14	Support Supérieure	1
15	Rotule Axiale	2
17	Colonne de Guidage	4
18	Adaptateur	1
21	Aimant	8
22	Modulable (Rainures en T)	4
23	Modulable	2
25	Cache Traverse Mobile	2

2.2.Caractéristiques et accessoires

2.2.1.Characteristiques

*Techniques

Capacité du bâti de charge et charge maximale : 50 kN /100 kN

Vitesse à charge maximale : 0.5 - 500 mm/min

Vitesse à vide: 500 mm/min

*Géométrique

Hauteur : 1600 mm

Largeur : 900 mm

Profondeur : 600 mm

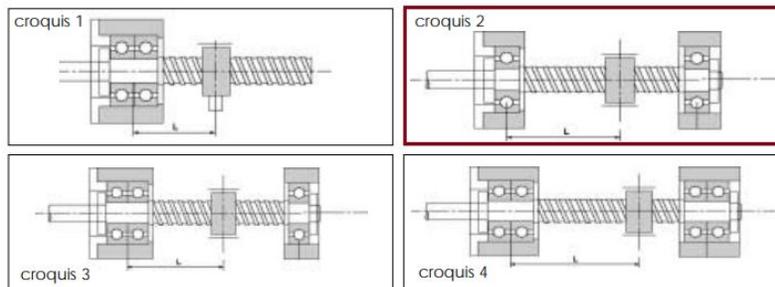
Espace entre colonnes : 325 mm

*Vis À Billes

Dans la partie qui suit ; on présentera la démarche de calculs de certains paramètres liés aux dimensionnement de la vis à billes .

*Vitesse critique d'une vis en rotation

Après avoir choisi un type de montage ‘croquis 2’ :



La formule de calcul de la vitesse critique est la suivante :

$$n = 1.2 * 10^8 * \frac{a * d_0}{L^2} \dots\dots\dots(2.1)$$

Avec :

n : Vitesse de rotation critique de la vis à billes

a : Facteur caractérisant le type de montage .

d_0 : Diamètre nominal

L : Distance entre les centres des «paliers» support de vis.

A.N:

$$n = 1.2 * 10^8 * \frac{1*36.7}{1500^2}$$

$$n = 3\ 500\ tr /min$$

La vitesse de rotation critique admissible représente 80 % de la vitesse de rotation critique

(Phenomene de resonance)

$$n_{cr} = 2\ 700\ tr/min$$

*Vis À Billes

*Plage vitesse (mm/min)

Pour une vitesse comprise entre 0.5 mm/min et 500 mm/min , la vitesse de rotation n est donnée comme suit :

$$n = V/P \dots\dots\dots (2.2)$$

Avec :

V : Vitesse linéaire(mm/min)

P : Pas du filetage (mm)

A.N:

$$n = 500/5$$

$$n = 100 \text{ tr/min}$$

*Calcul du couple

Le couple nécessaire pour déplacer l'autre élément (transformation de rotation en translation) est donné comme suit :

$$M_a = \frac{F_{max} * P * S}{2000 * \pi * \eta} \dots\dots\dots (2.3)$$

Avec :

M_a : Couple nécessaire

F_{max} :Charge maximum (Catalogue du constructeur)

P : Pas de filetage

S : Facteur de sécurité (1,25 à 2)

η : Rendement mécanique (>0,9)

A.N:

$$M_a = \frac{59.2 * 5}{2000 * \pi * 0.95}$$

$$M_a = 50 \text{ N.m}$$

*Vis À Billes

*Calcul de la puissance motrice

La puissance motrice nécessaire est calculée comme suit :

$$P_a = 2 * \frac{M_a * n}{9550} \dots\dots\dots(2.4)$$

A.N:

$$P_a = \frac{2 * 49.589 * 100}{9550}$$

$$P_a = 1 \text{ kW}$$

*Flambage

Si la vis supporte une charge en compression, elle doit être vérifiée au flambage. La charge maximum de compression avec un facteur de sécurité de 20 % est :

$$F = \frac{1.017 * 10^5 * b * d_o^4}{L^2} \dots\dots\dots(2.5)$$

Avec :

d_o :diamètre à fond de filet

L = distance entre le centre de l'écrou et le centre du palier à vis

b = facteur caractérisant le type de montage.

A.N:

$$F = \frac{1.017 * 10^5 * 1 * 36.7}{1500^2}$$

$$F = 82 \text{ kN}$$

*Flambage

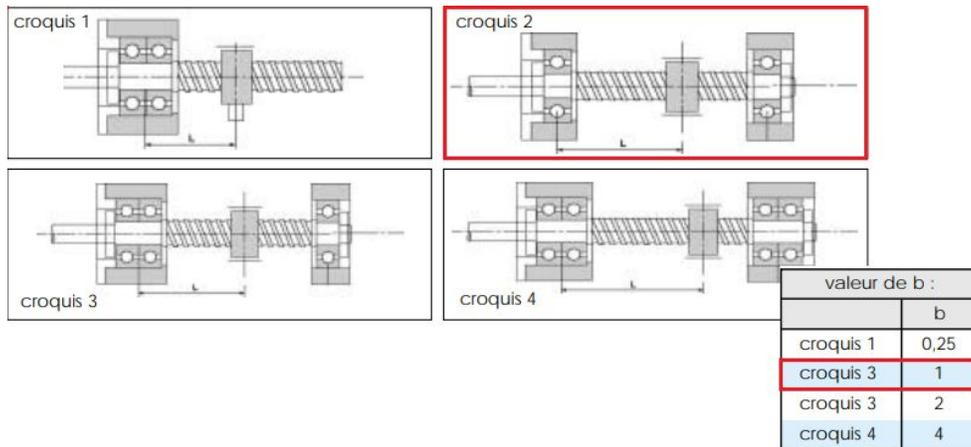


Figure 2.10: Caractéristiques techniques de la vis à billes .

*Couple d'élévation de la charge

Donnée comme suit :

$$C = \frac{F * D}{2} \left(\frac{P + f * \pi * D}{\pi * D - f * P} \right) \dots\dots\dots(2.7)$$

Avec :

- F: Charge appliquée
- D: Diamètre nominale
- P: Pas du filetage
- f: Coefficient de glissement

A.N:

$$C = \frac{59.2 * 39.6}{2} \left(\frac{5 + 0.01 * \pi * 39.6}{\pi * 39.6 - 0.01 * 5} \right)$$

$$C = 59 \text{ N.M}$$

*Couple d'élévation de la charge

Donnée comme suit :

$$C = \frac{F * D}{2} \left(\frac{f * \pi * D - P}{\pi * D + f * P} \right) \dots\dots\dots(2.8)$$

Avec :

F: Charge appliquée

D: Diamètre nominale

P: Pas du filetage

f: Coefficient de glissement

A.N:

$$C = \frac{59.2 * 39.6}{2} \left(\frac{0.01 * \pi * 39.6 - 5}{\pi * 39.6 + 0.01 * 5} \right)$$

$$C = - 35 \text{ N.M}$$

Modélisation Avec le Logiciel SOLIDWORKS

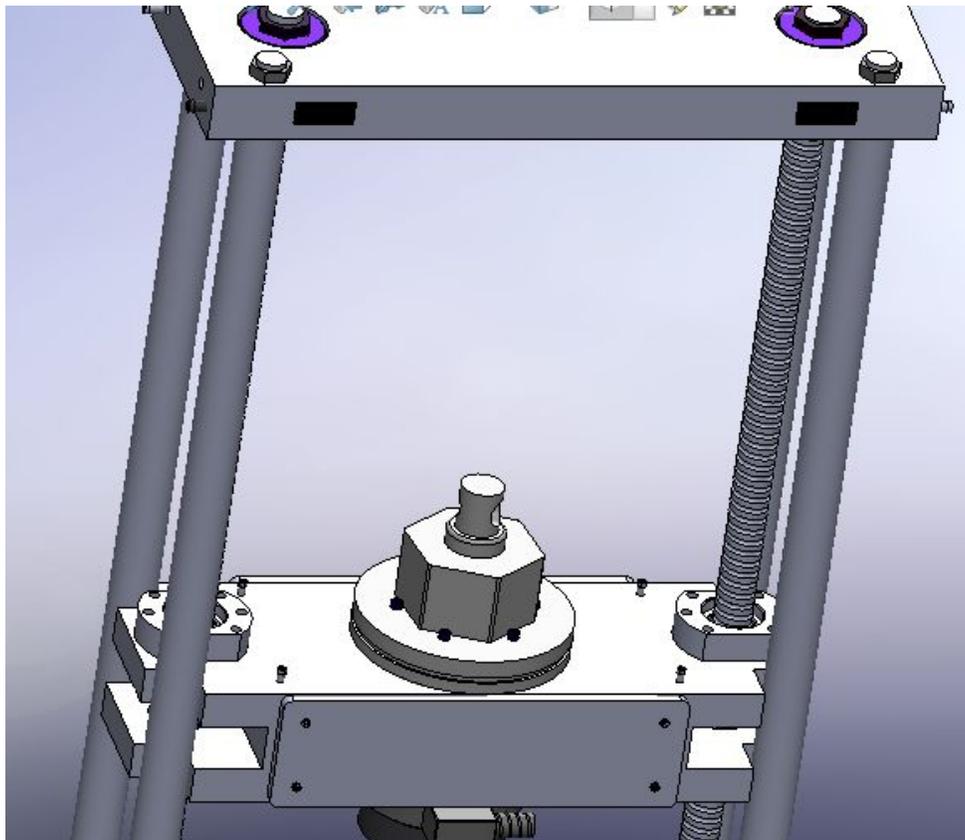
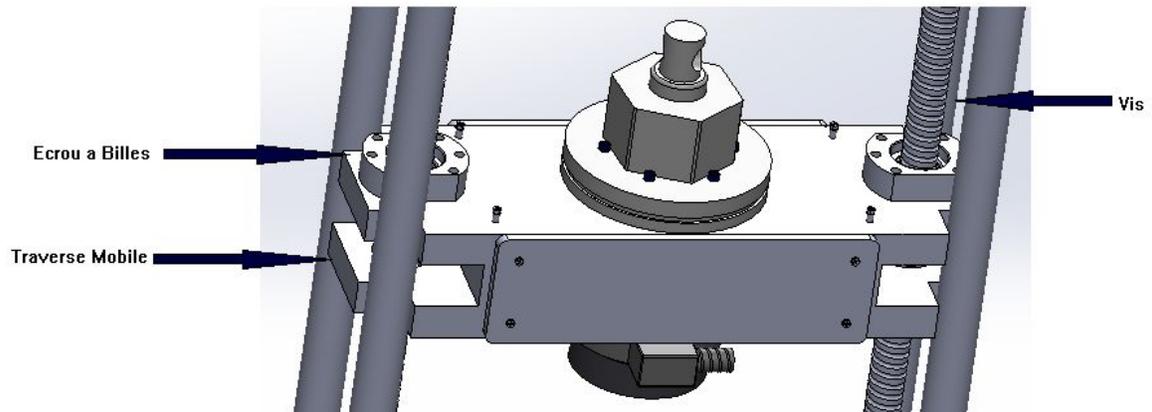


Figure 2.11 : Modélisation de la traverse mobile mener de ses accessoires .

*Moteur

Type du moteur : Moteur Pas à Pas (Ref 5).

Notre choix a été fait en tenant compte des caractéristiques principales du moteur telles que :

Stabilité

Excellente répétabilité

Longue durée de vie

Excellent couple à faible vitesse de rotation .

Surcharge assez sûre. Autrement dit, le moteur ne peut pas être endommagé par une surcharge mécanique.

Dans ce qui s'ensuit , on présente les caractéristiques techniques et géométriques du moteur choisi :

Type : Hybride

Phase : 3

Courant : 5A

Vitesse (RPM): 2-3000 rpm

Couple : 50 N.m

Certification : CE .ISO



Figure 2.12 : moteur pas à pas //Fois Brillant//

Pour les caractéristiques géométriques (Figure 2.8)

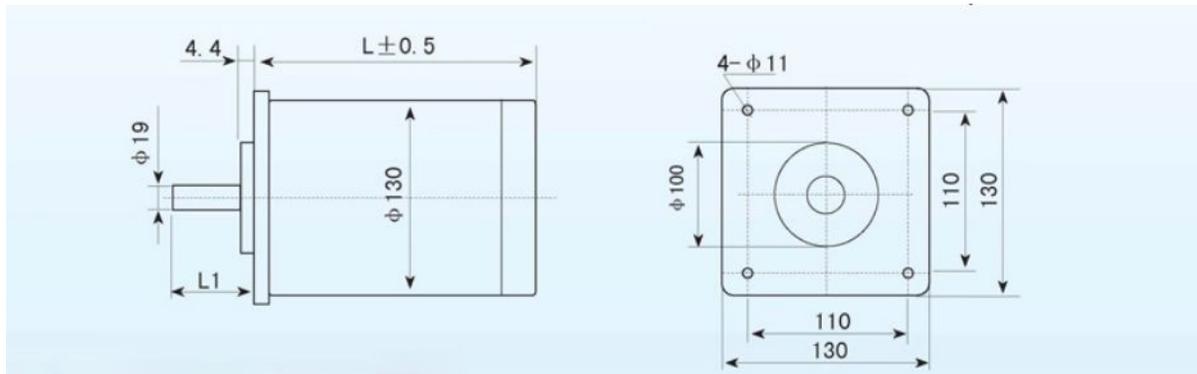


Figure 2.8: Caractéristiques Géométriques du moteur pas à pas

Avec :

Modèle	Pas à partir de l'angle de $^{\circ}$	Le courant moteur (A)	Le couple moteur (N. m)	La longueur du fuselage (L)	La phase de résistance	La phase d'inductance	Le rotor inertie
130HCY180AL3S-TK0	1.2 $^{\circ}$	6.8A	24N. m	180mm	0.56	11.6	24.6
130HCY220AL3S-TK0	1.2 $^{\circ}$	6.8A	28N. m	220mm	0.76	14.9	32.3
130HCY250AL3S-TK0	1.2 $^{\circ}$	6.8A	35N. m	250mm	0.96	18.1	42.5
130HCY285AL3S-TK0	1.2 $^{\circ}$	6.8A	50N. m	285mm	1.1	21	50.3

Figure 2.13: Caractéristiques Géométriques du moteur pas à pas

Ainsi ,on présente parmi les caractéristiques techniques du moteur le diagramme illustrant la variation du couple en fonction de la vitesse de rotation . (Figure 2.9)

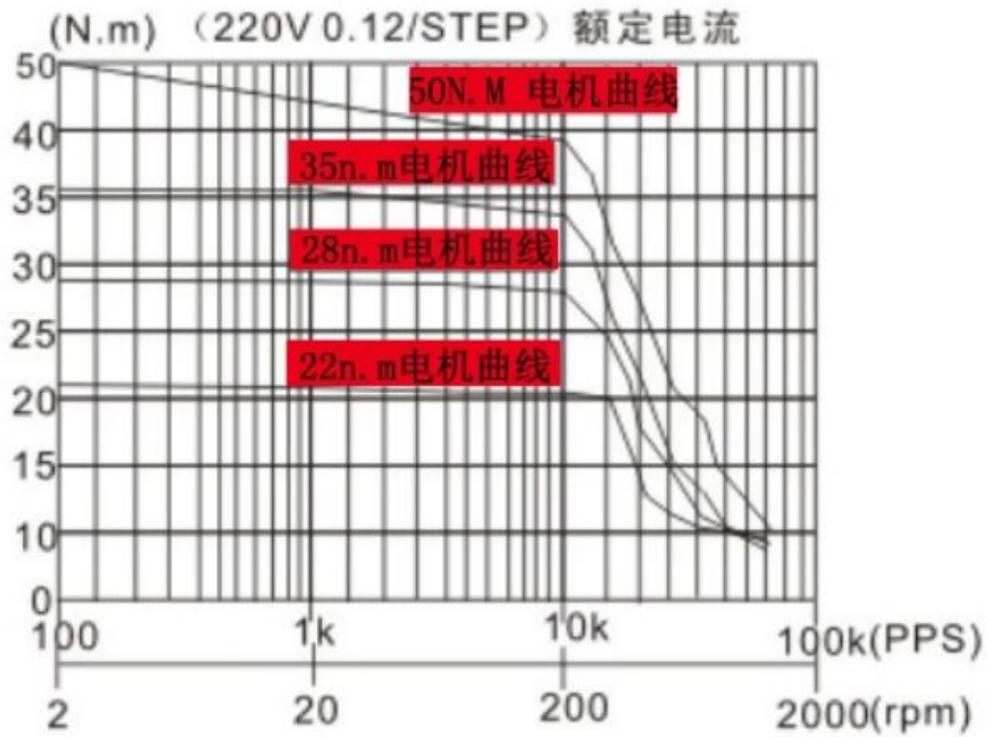


Figure 2.14 : Illustration de la variation de couple moteur en fonction de la vitesse de rotation

*Mécanisme de Transmission de Puissance

Il existe plusieurs type de systèmes qui assurent la transmission de puissance , mais dans notre cas de figure ,on a opté pour la transmission type Poulie -Courroie crantée (Figure 2.10) , car cette dernière présente l'avantage d'une grande souplesse de conception , d'être économique, silencieuse et d'amortir les vibrations, chocs ... caractérisée par un rendement ainsi un degré de fiabilité extrêmement élevé et elle nécessite peu de maintenance .



Figure 2.15: Système poulie courroie

La transmission de puissance est faite par une modélisation à deux étage , dont le rapport de réduction est d'environ $R=6.5$ pour la chaîne principale ,et de $R=3$ pour la chaîne secondaire .

*Courroie Principale

Rapport de réduction : $R=6.44$

Vitesse de rotation de la grande poulie : $n_D = 100 \text{ tr /min}$

Vitesse de rotation de la petite poulie : $n_d = 644 \text{ tr /min}$

Diamètre de la grande poulie : 306 mm

Diamètre de la petite poulie : 47.5 mm

*Calcul de la longueur de la courroie

Pour :

$$E = 450 \text{ m}$$

$$L = 2 * E + 1.57 (d + D) + \frac{(D - d)^2}{E}$$

Avec :

E : Entraxe réel

A.N:

$$L = 1603.4889 \text{ mm}$$

On choisit une longueur de référence standard L la plus proche de celle calculée :

Tab 2.1 : Tableau des longueurs standard

SPZ 697	697	SPZ 1512	1512	SPA 975	975	SPA 2120	2120
SPZ 710	710	SPZ 1537	1537	SPA 982	982	SPA 2132	2132
SPZ 717	717	SPZ 1550	1550	SPA 1000	1000	SPA 2180	2180
SPZ 722	722	SPZ 1562	1562	SPA 1007	1007	SPA 2182	2182
SPZ 730	730	SPZ 1587	1587	SPA 1030	1030	SPA 2207	2207
SPZ 737	737	SPZ 1600	1600	SPA 1032	1032	SPA 2227	2227
SPZ 750	750	SPZ 1612	1612	SPA 1060	1060	SPA 2232	2232
SPZ 758	758	SPZ 1637	1637	SPA 1082	1082	SPA 2240	2240
SPZ 762	762	SPZ 1650	1650	SPA 1090	1090	SPA 2282	2282
SPZ 772	772	SPZ 1662	1662	SPA 1107	1107	SPA 2300	2300

$$L = 1600 \text{ mm}$$

*Courroie Secondaire

Rapport de réduction : $R=3$

Vitesse de rotation de la grande poulie : $n_D = 644 \text{ tr /min}$

Vitesse de rotation de la petite poulie : $n_d = 1932 \text{ tr /min}$

Diamètre de la grande poulie : 142.5 mm

Diamètre de la petite poulie : 47.5 mm

*Calcul de la longueur de la courroie

Pour :

$$E = 150 \text{ m}$$

$$L = 2 * E + 1.57 (d + D) + \frac{(D - d)^2}{E}$$

Avec :

E : Entraxe réel

A.N:

$$L = 658.467 \text{ mm}$$

On choisit une longueur de référence standard L la plus proche de celle calculée

Tab 2.2 : Tableau des longueurs standard

SPZ 580	580	SPZ 1347	1347	SPA 832	832	SPA 1907	1907
SPZ 600	600	SPZ 1360	1360	SPA 850	850	SPA 1925	1925
SPZ 612	612	SPZ 1362	1362	SPA 857	857	SPA 1932	1932
SPZ 615	615	SPZ 1387	1387	SPA 875	875	SPA 1950	1950
SPZ 630	630	SPZ 1400	1400	SPA 882	882	SPA 1957	1957
SPZ 637	637	SPZ 1412	1412	SPA 900	900	SPA 1982	1982
SPZ 650	650	SPZ 1437	1437	SPA 907	907	SPA 2000	2000
SPZ 662	662	SPZ 1450	1450	SPA 925	925	SPA 2032	2032
SPZ 670	670	SPZ 1462	1462	SPA 932	932	SPA 2057	2057

$$L = 650 \text{ mm}$$

*Mécanisme de Transmission de Puissance

*D'autres équipements liés au système de transmission de puissance :

-Accouplements rigides /Manchons

-Inverseurs d'angle 90° (Engrenage conique : Rapport : 1:1)

“ Installation horizontale du moteur pas à pas”

(Vue que la longueur du moteur tend vers 300 mm , un tel choix nous permet de gagner de l'espace horizontalement)



Figure 2.16 : Manchon (Gauche) / Inverseur d'angle (Droite)

*Modélisation de la Partie Moteur avec le Logiciel SOLIDWORKS

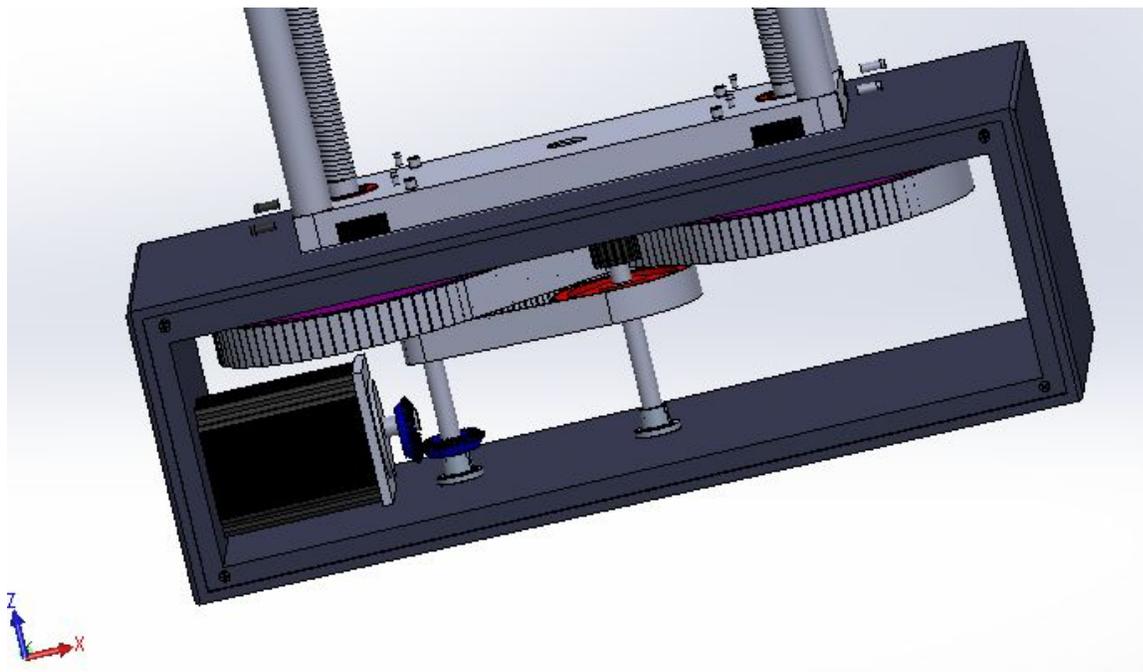
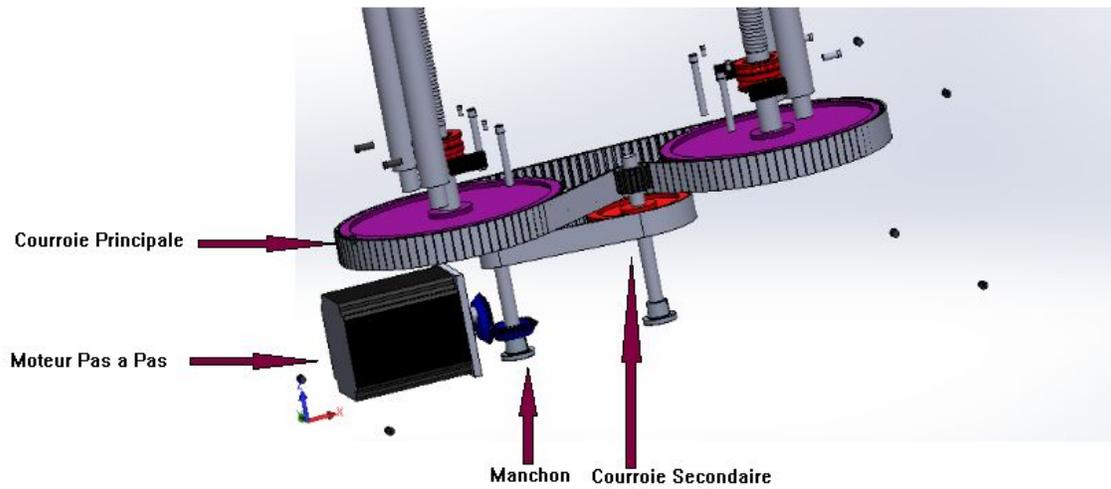


Figure 2.17: Modélisation du mécanisme de transmission de puissance

*Guidage en Rotation

➤ Butée à Billes Double Effet

Les butées à billes double effet -Figure 2.12- sont mieux adaptés car non seulement ils assurent la fixation de l'arbre, mais aussi ils supportent des charges axiales appliquées dans les deux sens (Compression .Traction)

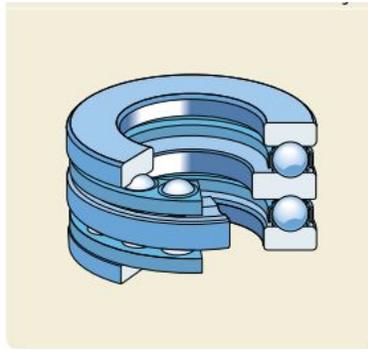
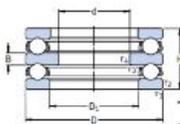


Figure 2.18 : Butée à billes double effet (Surface d'appui plate)

➤ Dimensionnement

Tab 2.3 : Tableau résumant les caractéristiques de la butée

Butées à billes, double effet
d 10 - 55 mm



Dimensions d'encombrement			Charges de base		Limite de fatigue P_u	Facteur de charge axiale A	Vitesse de base		Masse	Désignation
d	D	H	C	stat. C_0			Vitesse de référence	Vitesse limite		
mm			kN		kN	-	tr/min		kg	-
10	32	22	16,5	27	1	0,0038	7 000	10 000	0,081	52202
	15	40	22,5	40,5	1,53	0,0085	6 000	8 000	0,15	52204
20	47	28	27,6	55	2,04	0,015	5 300	7 500	0,22	52205
	52	34	34,5	60	2,24	0,018	4 500	6 300	0,33	52305
	70	52	72,8	137	5,1	0,097	3 600	5 000	1,00	52406
25	52	29	25,5	51	1,9	0,013	4 800	6 700	0,25	52206
	60	38	37,7	71	2,65	0,026	3 800	5 300	0,47	52306
	80	59	87,1	170	6,2	0,15	3 000	4 300	1,45	52407
30	62	34	35,1	73,5	2,7	0,028	4 000	5 600	0,41	52207
	68	36	46,8	106	4	0,058	3 800	5 300	0,55	52208
	68	44	49,4	96,5	3,55	0,048	3 200	4 500	0,68	52307

➤ **Butée à Billes Double Effet**

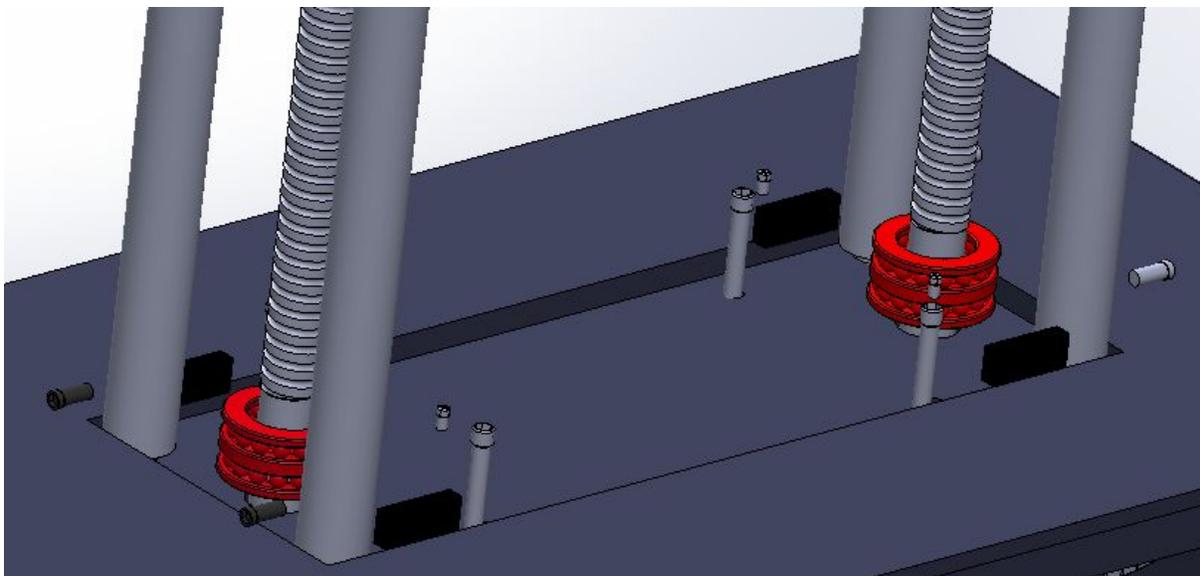
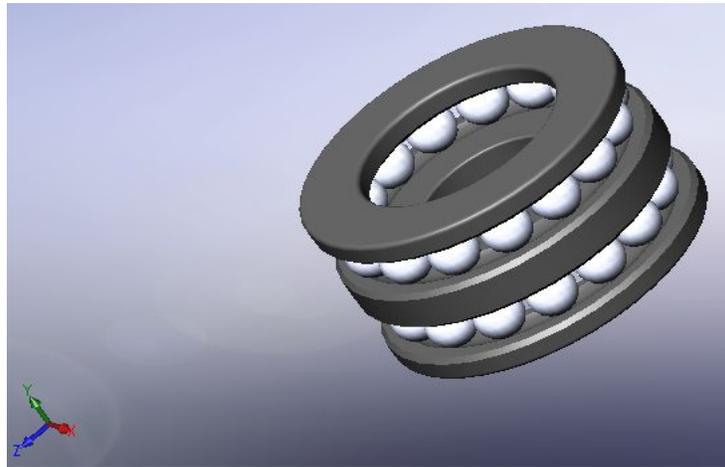


Figure 2.19 : Modélisation avec le logiciel SOLIDWORKS

➤ Rotule Axiale (Palier Lisse)

Il existe plusieurs types de rotules qui dépendent de la charge exercées (radiales, combinées ou axiales.) (Ref 6)



Figure 2.20 :Rotule radiale (Gauche) Rotule à contact oblique (Milieu) Rotule axiale (Droite)

➤ Variétés de Rotules Sans Entretien

* Rotule Radiale

Les rotules radiales supportent de préférence des charges radiales. Ils conviennent également pour des charges alternées avec des pressions spécifiques jusqu'à $p = 150$ N/mm². Les rotules sont utilisées si, pour un fonctionnement sans entretien, des exigences particulières quant à la durée de vie sont demandées ou si, pour des raisons de lubrification, des rotules avec combinaison acier/acier ne sont pas appropriées, par exemple pour une charge unidirectionnelle.

* Rotule à Contact Oblique

Les rotules supportent des charges radiales et axiales et conviennent pour des charges dynamiques alternées. Des ensembles préchargés montés par paire sont possibles. Les rotules à contact oblique sont utilisées pour transmettre des charges importantes avec de faibles mouvements.

* Rotule Axiale

Les rotules axiales supportent de préférence des charges axiales. Elles conviennent en tant que pivot et peuvent être combinées avec des rotules radiales .

Ces rotules ont des matériaux encore plus performants, des coefficients de frottement plus réduits et une plus faible usure au rodage que les rotules comparables.

➤ Rotule Axiale (Palier Lisse)

Tab 2.4 : Tableau résumant les caractéristiques géométriques du produit choisi (Rotule Axiale)

Part number	Bore \varnothing (thrust part) : d (mm)	Outside \varnothing : D (mm)	Nominal width : T (mm)	Angle of tilt : a (°)	Raceway \varnothing inner ring (sphere \varnothing s dk (mm)
GX 17 F	17	47	16	5	52
GX 20 F	20	55	20	5	60
GX 25 F	25	62	22.5	5	68
GX 30 F	30	75	26	5	82
GX 35 F	35	90	28	6	98

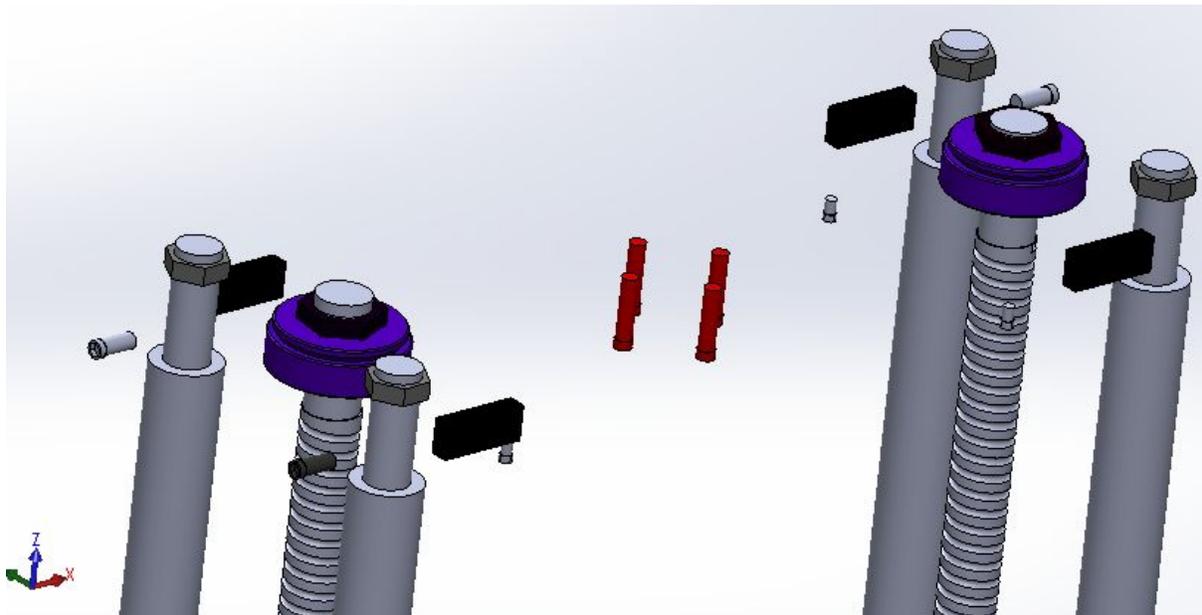
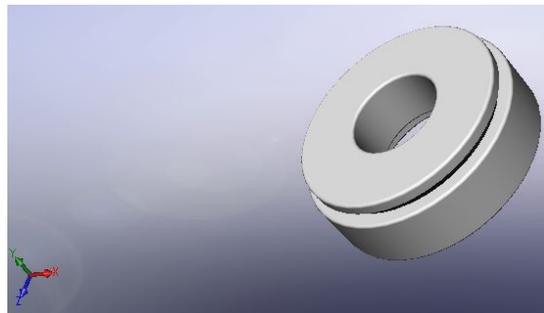


Figure 2.21 : Modélisation avec le logiciel SOLIDWORKS

➤ Capteur HONEYWELL

Le capteur Honeywell modèle 41 (Figure 2.16) améliore la répétabilité des mesures sur des composants complexes . Ces cellules de charge sont conçues pour mesurer des charges allant de 5 lb jusqu'à 500 000 lb .

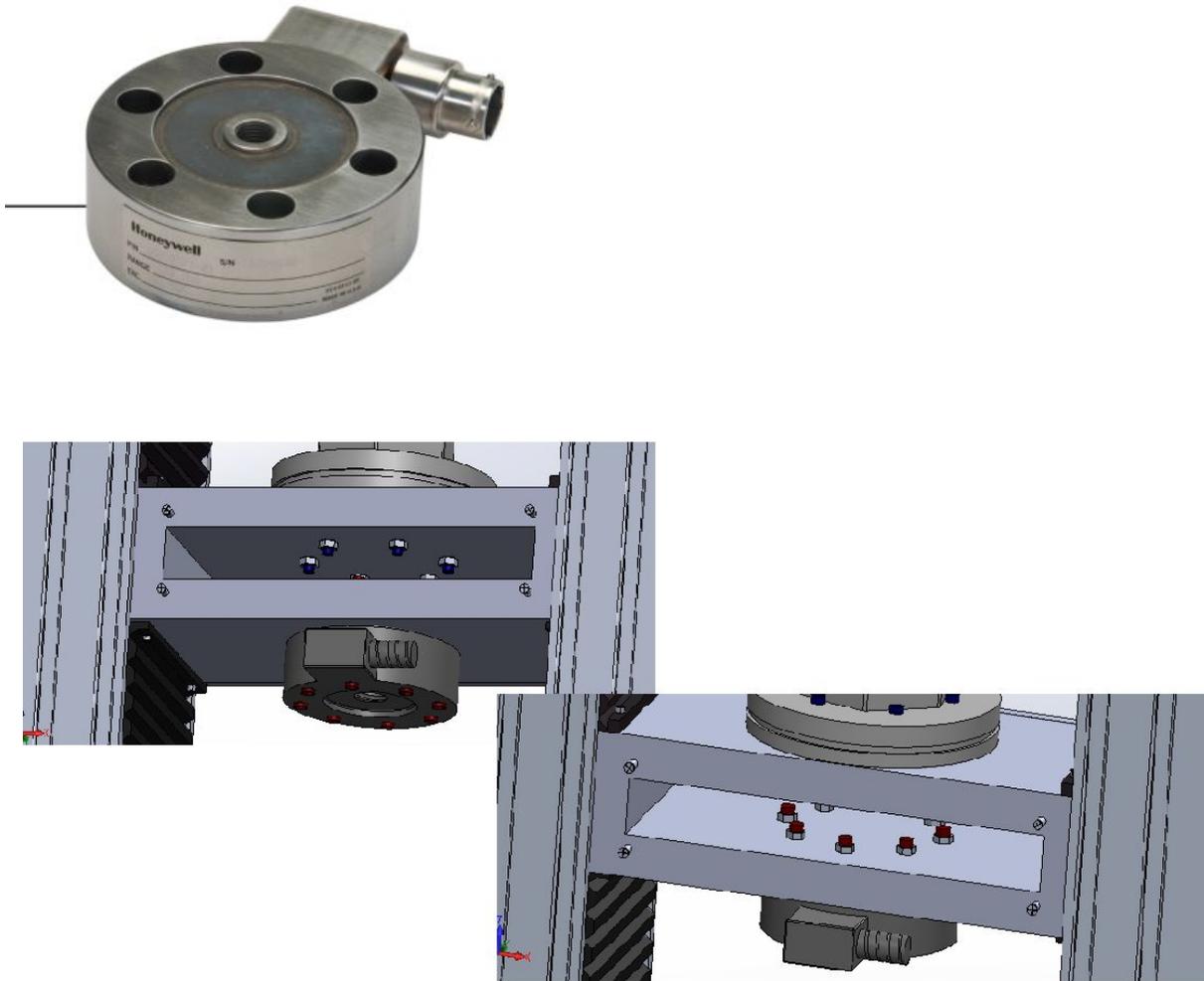


Figure 2.22 : Modélisation avec le logiciel SOLIDWORKS

➤ Unité d'Alignement

L'alignement axial -Figure 2.17- exact de l'axe du système d'essais est un prérequis essentiel à la détermination de valeurs caractéristiques exactes , par exemple Sur les matériaux fragiles (matériaux composites et différents métaux), l'alignement devra être effectué avec beaucoup de soin. (Ref 7)

Un tel système permet d'assurer :

- *Forte diminution de l'effort d'alignement.
- *Alignement confortable
- *Plage de réglage suffisamment large.

...

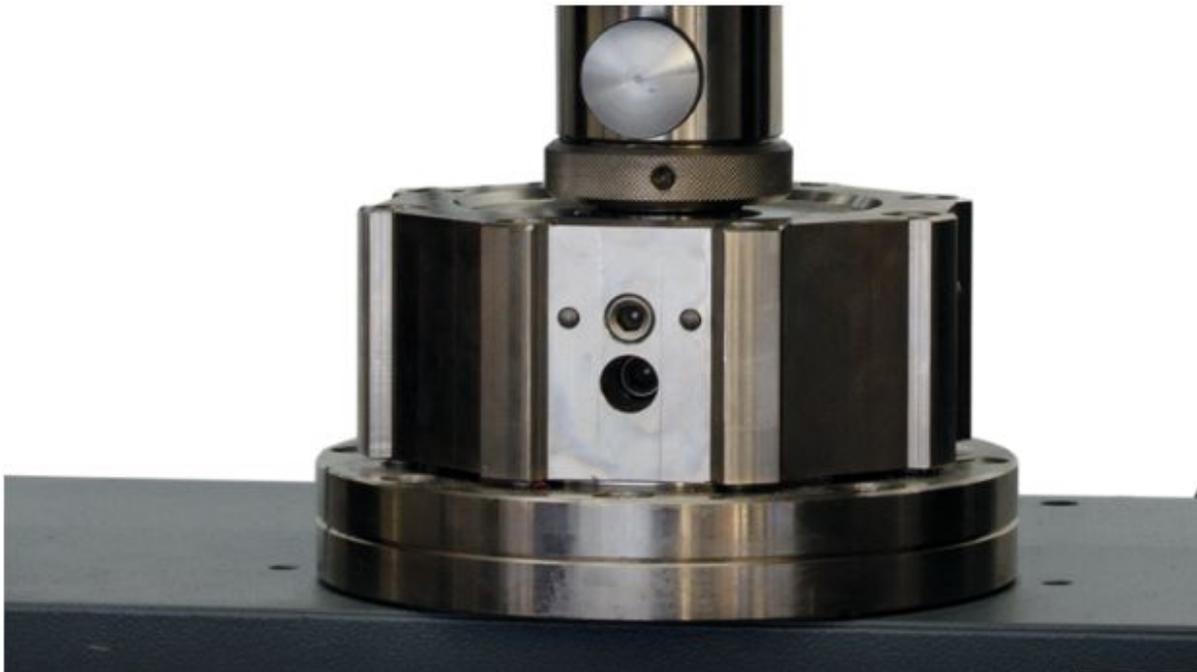
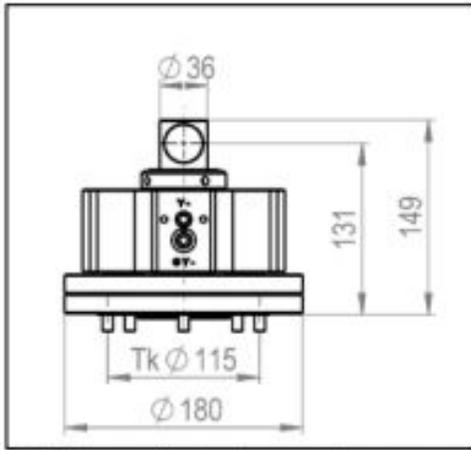


Figure 2.23: Appareil d'alignement avec connecteur à goujon, monté directement sur la traverse

➤ Unité d'Alignement

*Dimensionnement



Dimension d'une unité d'alignement de la marque ZWICK

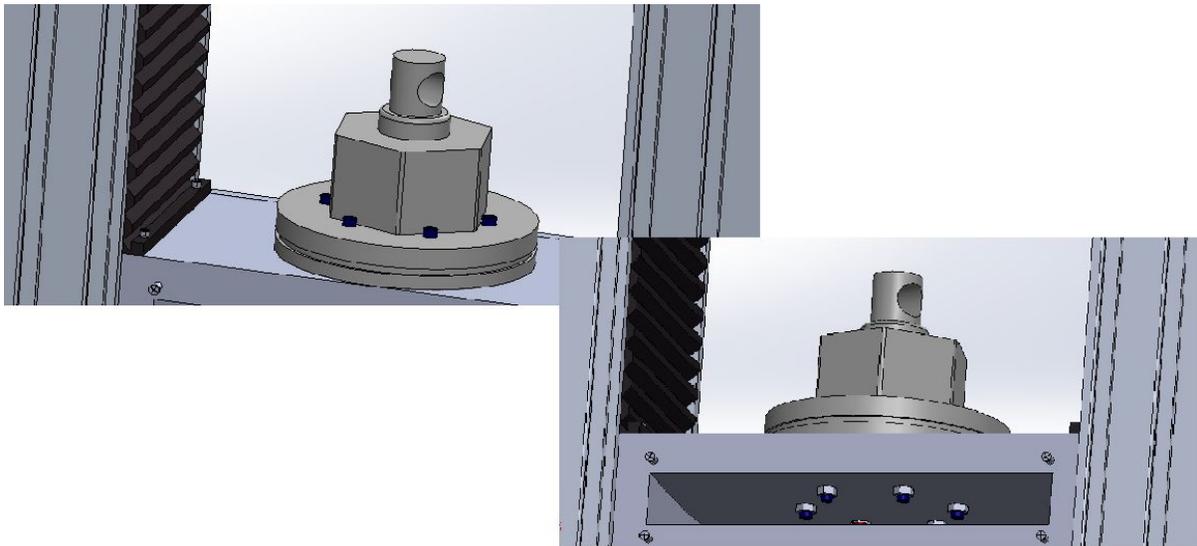


Figure 2.24: Modélisation avec le logiciel SOLIDWORKS

➤ Plateaux de Compression Ronds

*Caractéristiques

*Le modèle conçu est en acier à outils allié durable doté d'une dureté de surface fiable .

*Applicable sur tout type de matériaux .

* Les graduations rondes ou croisées assurent un chargement central facile de l'éprouvette .

*Le mécanisme d'alignement automatique réduit les erreurs du système et assure la fixation de l'éprouvette en place .

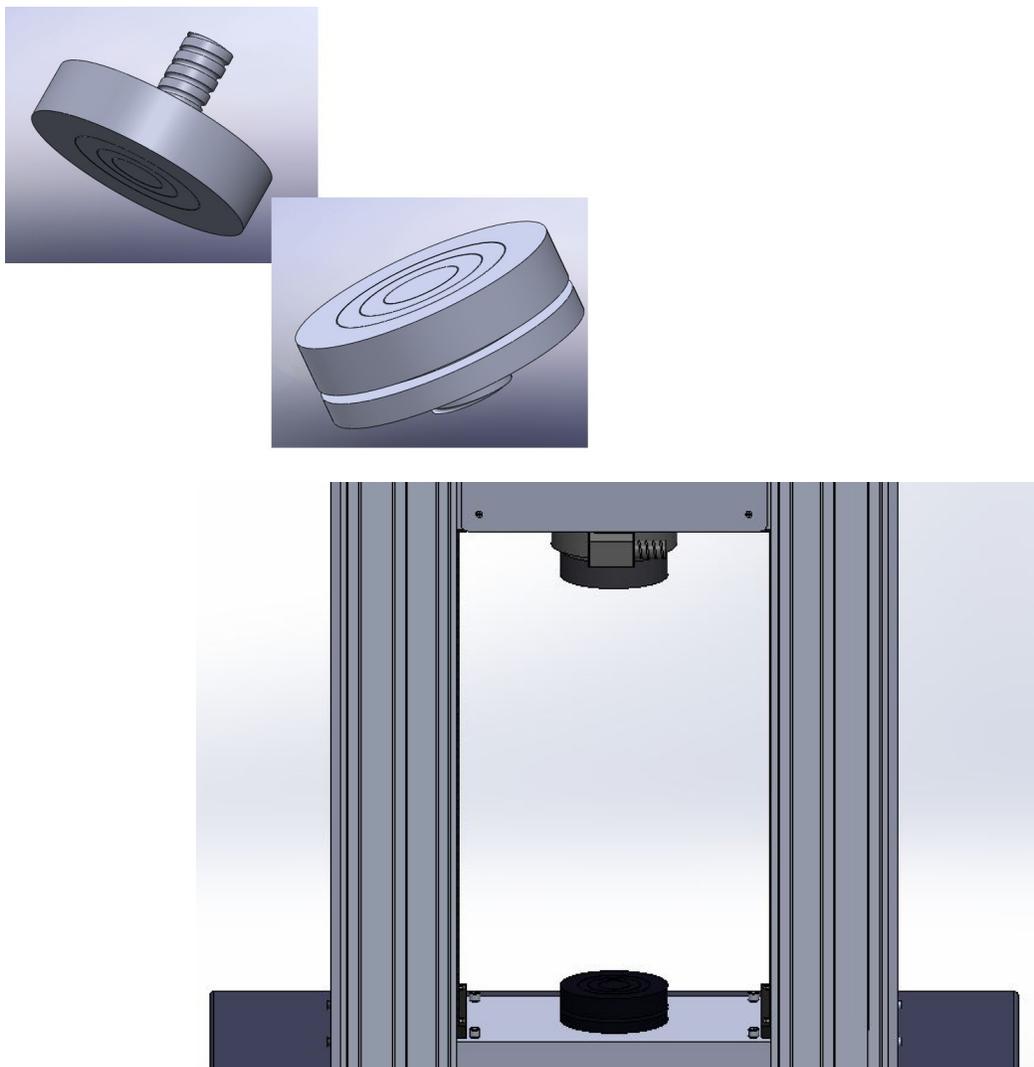


Figure 2.25: Modélisation avec le logiciel Solidworks (Gauche : Partie supérieure / Droite : Partie inférieure)

➤ Adaptateur

L'utilisation d'un adaptateur assure l'intangibilité des mors de traction ,
et cela dépendra de la géométrie de l'éprouvette à analyser et de la charge à appliquer .

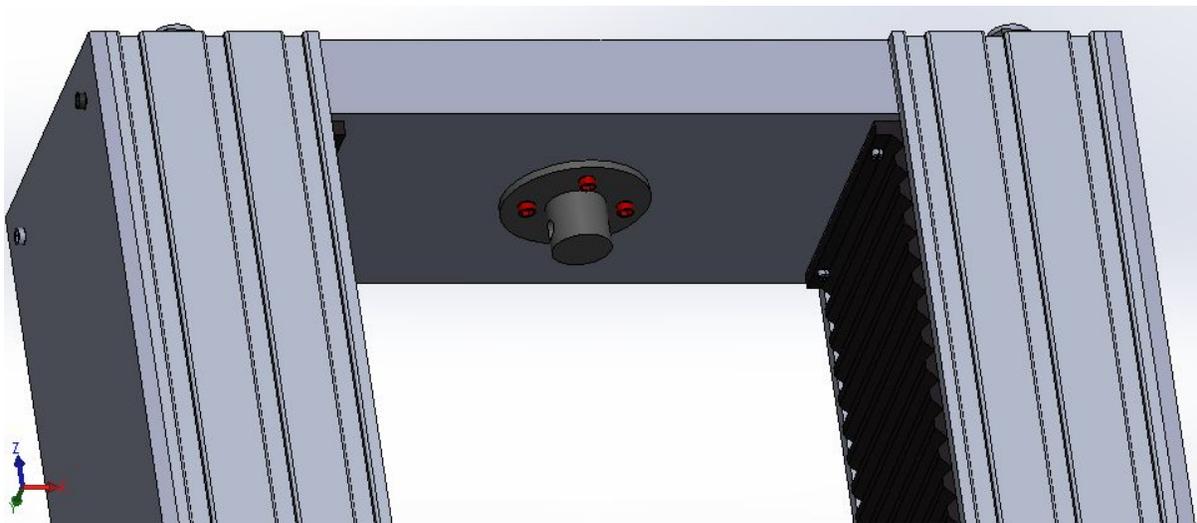
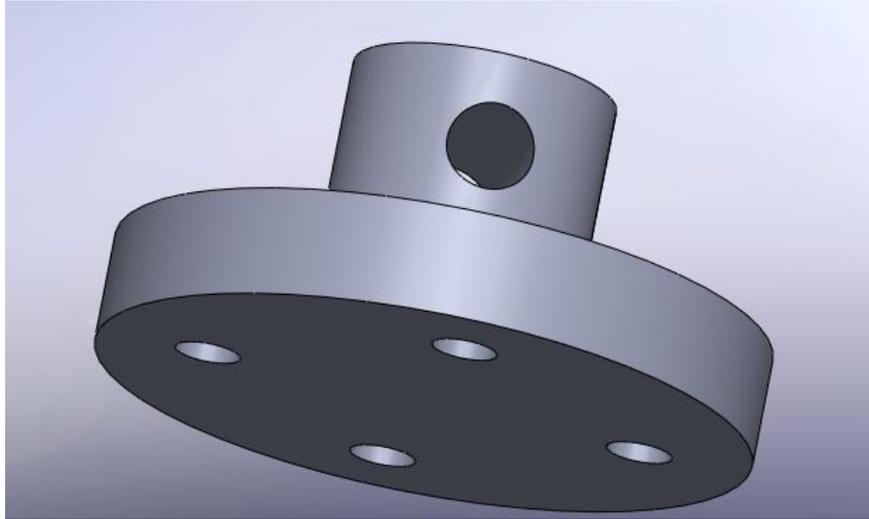


Figure 2.26: Modélisation avec le logiciel Solidworks

2.3.Conclusion

Dans ce chapitre , nous avons présenté la maquette numérique du produit , selon des exigences qui ont été prises au préalable telles que : Le couple , la vitesse de la vis à billes , la puissance du moteur ... ect .



Chapitre 03 :

Simulation avec le Logiciel SOLIDWORKS



Chapitre 3 :

Simulation avec le Logiciel SOLIDWORKS

3.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous procédons à l'analyse de quelques pièces constituant l'assemblage -Machine de traction – en utilisant le logiciel de conception 3D SOLIDWORKS. Ce logiciel a été choisi en raison de sa facilité d'emploi.

3.2.Processus de Simulation

Dans cette partie, nous nous limitons aux éléments qui doivent être analysés avec le logiciel d'analyse SolidWorks® Simulation données comme suit :

- Support supérieur .
- Traverse Mobile .
- Bâti.
- Colonnes de guidage .
- Plateaux de compression .

3.3.Analyse de l'assemblage

3.3.1. Support Supérieur

➤ Etude Statique

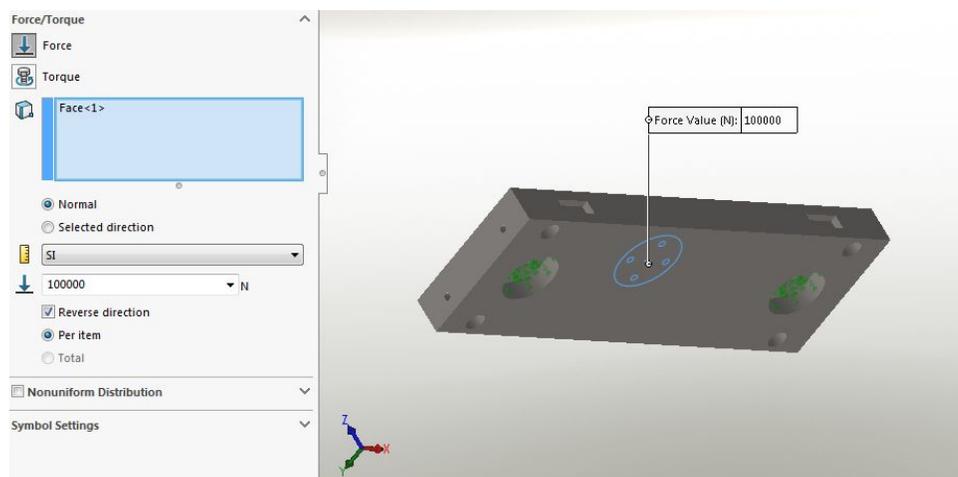
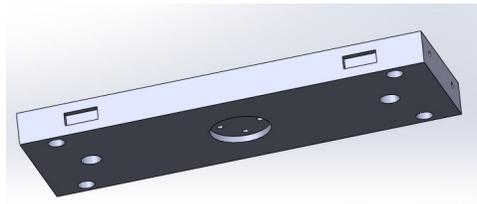


Figure 3.1: Sollicitation du support supérieure à 100 kN

*Propriétés du Matériau Choisi

Tab 3.3: Tableau résumant les propriétés de l'acier choisi (Structure)

Property	Value	Units
Elastic Modulus	2.100000031e+011	N/m ²
Poisson's Ratio	0.28	N/A
Shear Modulus	7.9e+010	N/m ²
Mass Density	7800	kg/m ³
Tensile Strength	550000000	N/m ²
Compressive Strength		N/m ²
Yield Strength	275000000	N/m ²
Thermal Expansion Coefficient	1.1e-005	/K
Thermal Conductivity	14	W/(m·K)

*Caractéristiques

La pièce a une capacité à maintenir l'intégrité notamment en ce qui concerne les risques de rupture face aux sollicitations mécaniques.

*Résultats

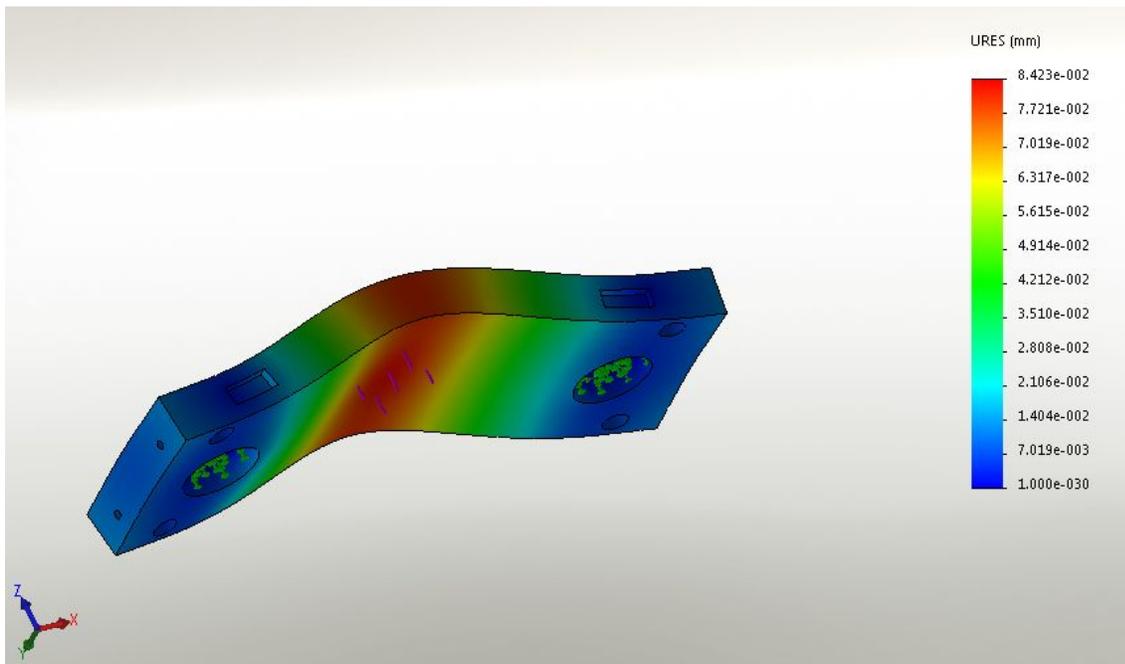


Figure 3.2 : Taux de déplacement .

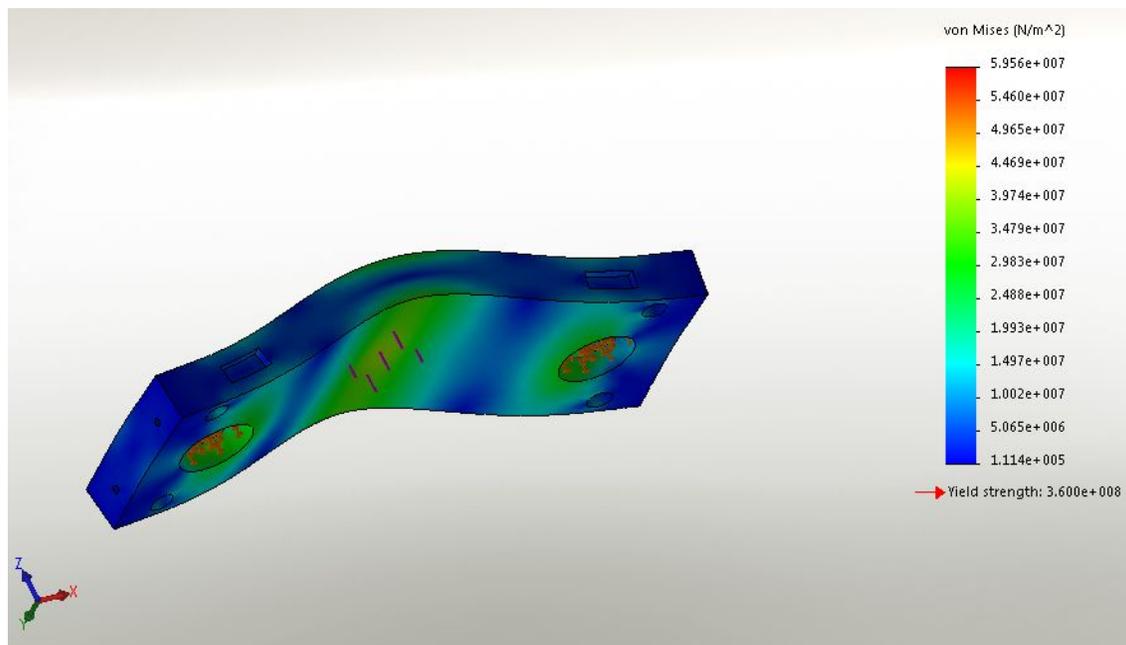


Figure 3.3 :Etat de contrainte agissant sur le support supérieur.

*Conclusion :

Conformité de la rigidité de la structure .

3.3.2.Traverse Mobile

➤ Etude Statique

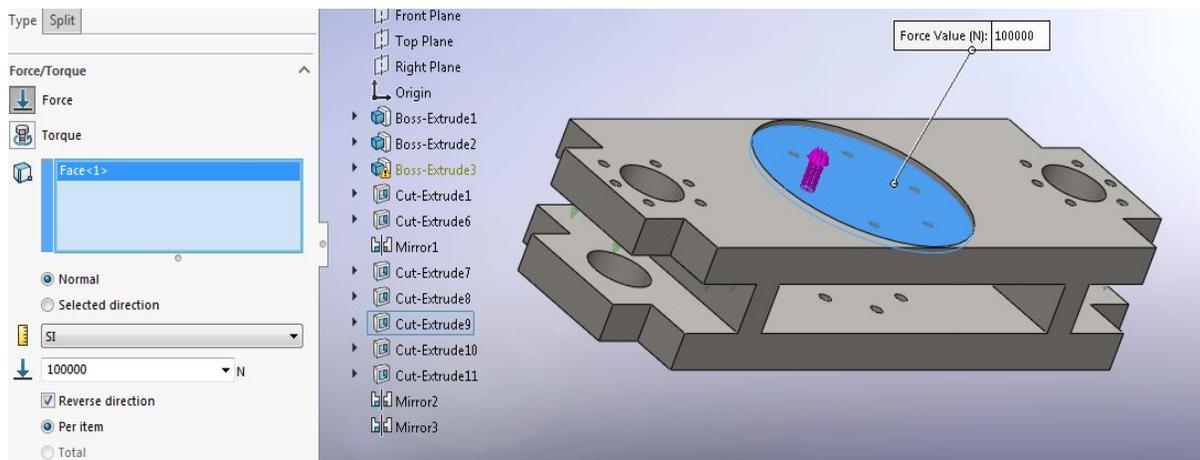
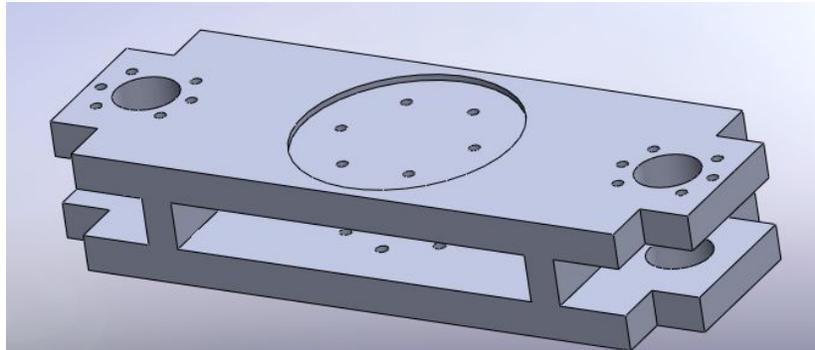


Figure 3.4: Sollicitation de la traverse mobile à 100kN

*Propriétés du Matériau Choisi

Tab 3.3: Tableau résumant les propriétés de l'acier choisi (Structure)

Property	Value	Units
Elastic Modulus	2.100000031e+011	N/m ²
Poisson's Ratio	0.28	N/A
Shear Modulus	7.9e+010	N/m ²
Mass Density	7800	kg/m ³
Tensile Strength	550000000	N/m ²
Compressive Strength		N/m ²
Yield Strength	275000000	N/m ²
Thermal Expansion Coefficient	1.1e-005	/K
Thermal Conductivity	14	W/(m·K)

*Résultats

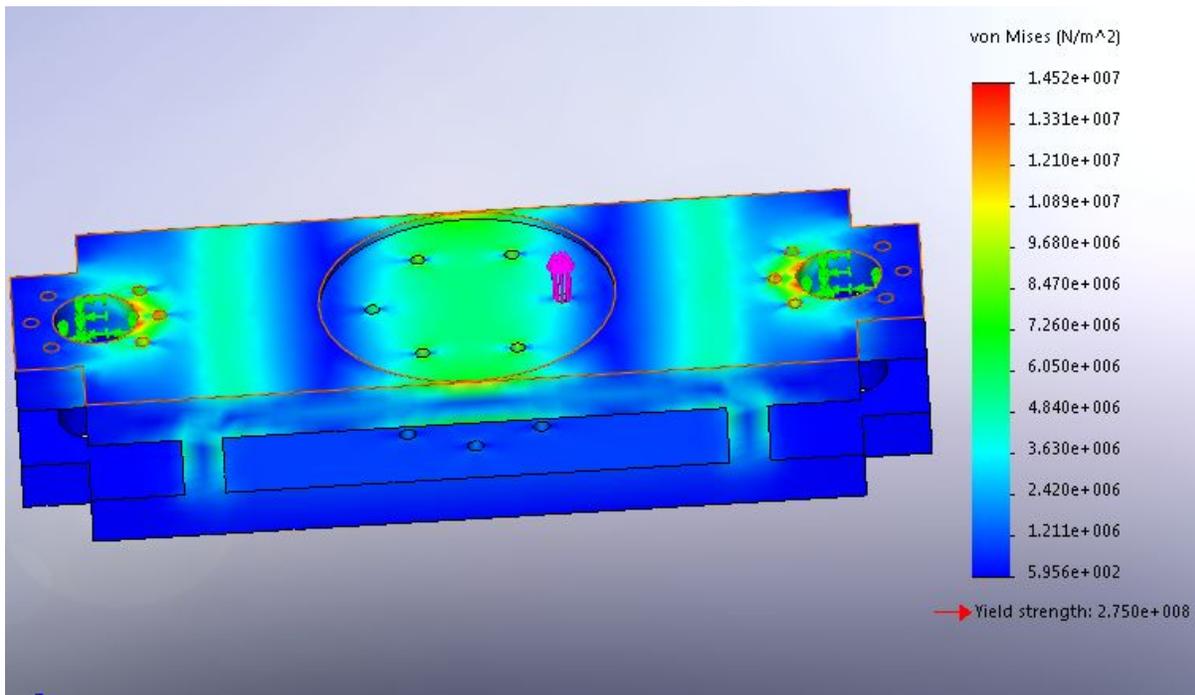


Figure 3.5: Etat de contrainte agissant sur la traverse mobile (machine en traction)

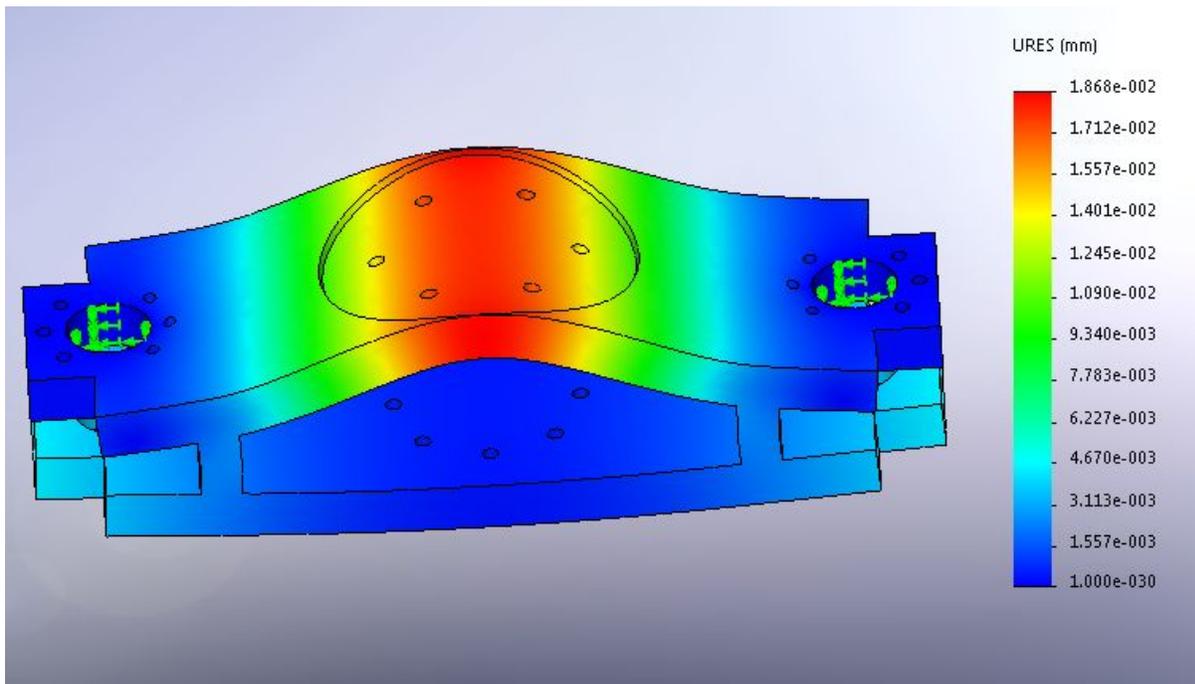


Figure 3.6: Déplacement (machine en traction)

3.3.2. Traverse Mobile

➤ Etude Statique

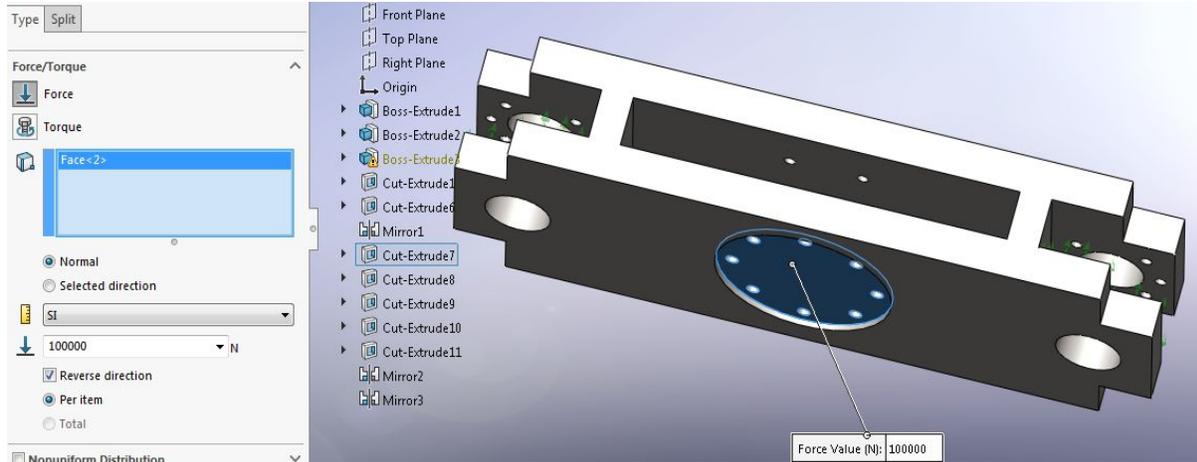


Figure 3.7: Sollicitation de la traverse mobile à 100 kN (machine compression)

*Résultats

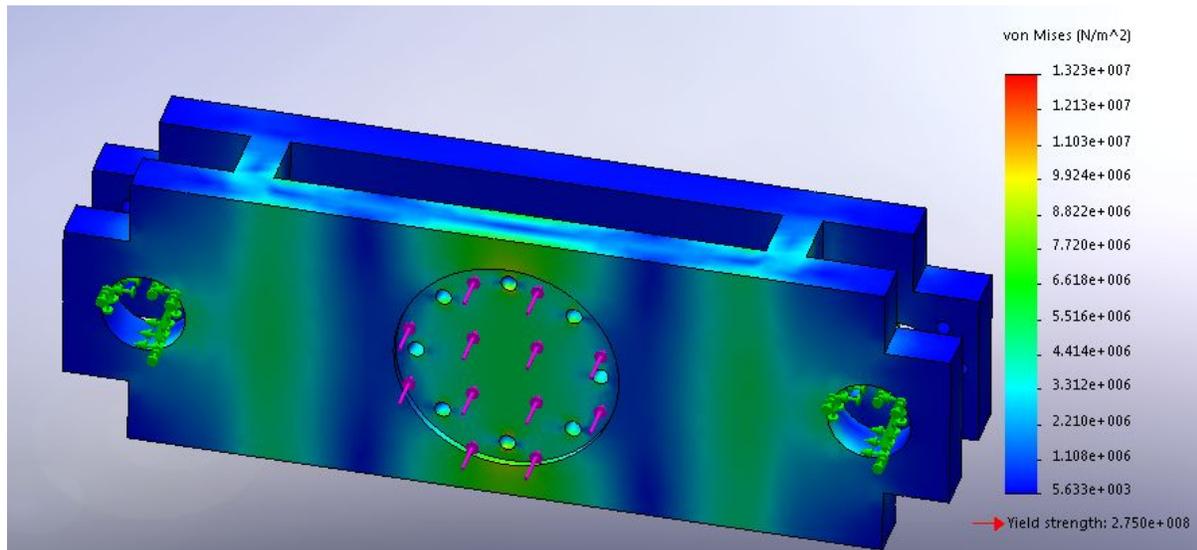


Figure 3.8 : Etat de contrainte agissant sur la traverse mobile (machine en compression)

*Résultats

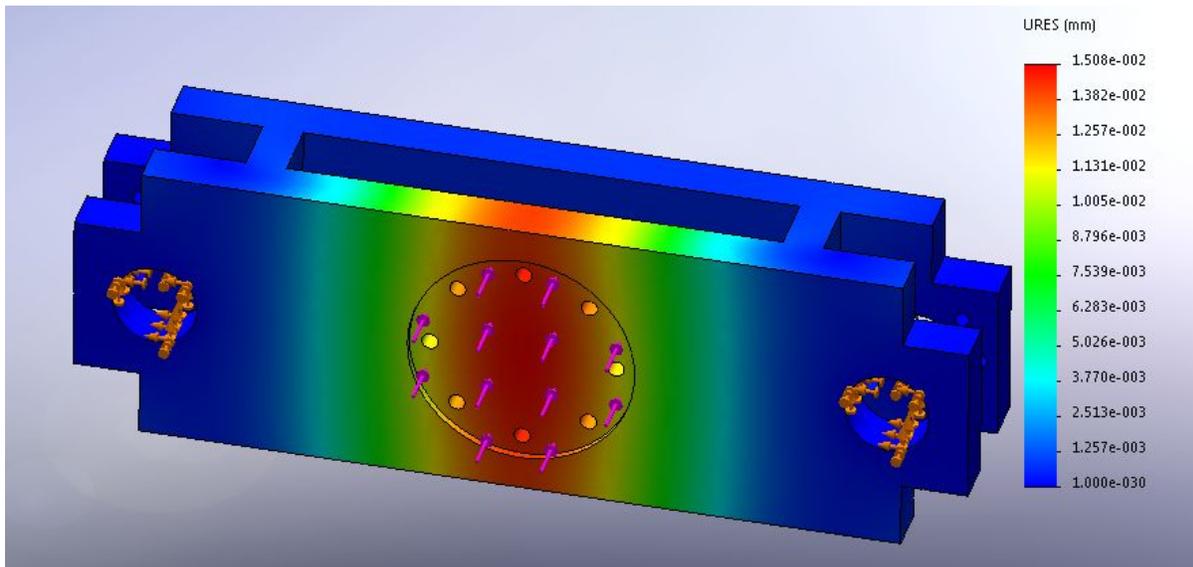


Figure 3.9 :Taux de déformation (machine en compression)

*Conclusion

Après avoir sollicité la structure "Bâti" en tenant compte du coefficient de sécurité $s=2$, les résultats obtenus assurent la conformité et la rigidité du produit .

3.3.3. Bâti

Le bâti se compose de deux parties, à savoir la base et le support (Figure 3.1)

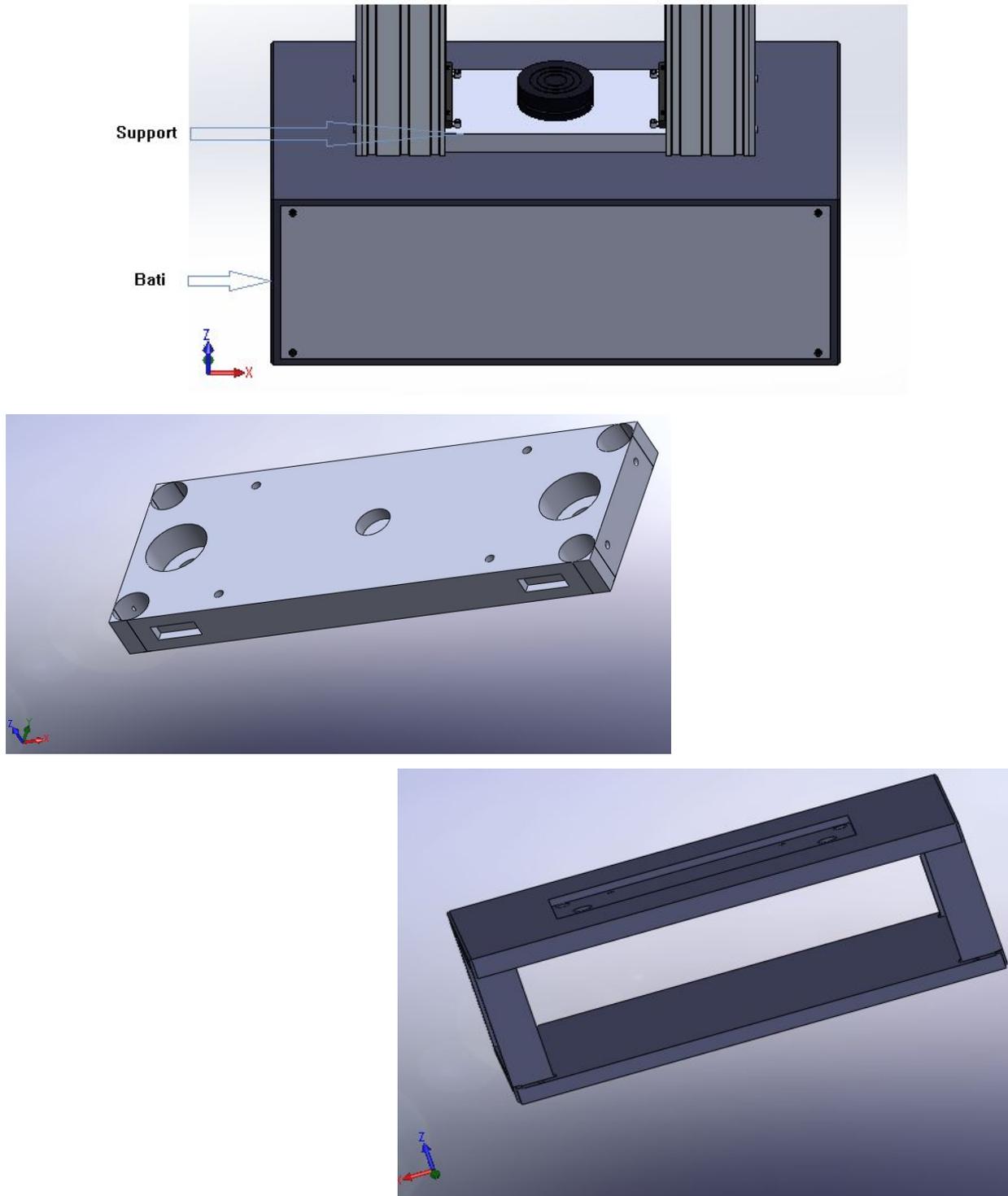


Figure 3.10: Dessin d'ensemble du bâti

i-La Base

➤ Etude Statique

La structure du Bâti est en mécano soudé, ou l'assemblage est réalisé par soudage en utilisant des plaques ($290*70*60$ mm).

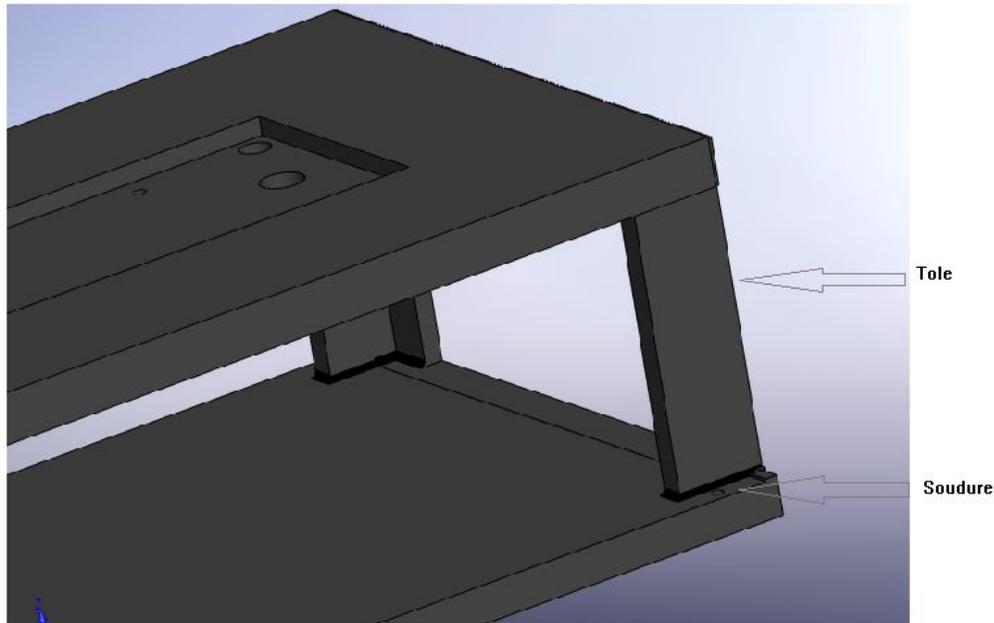
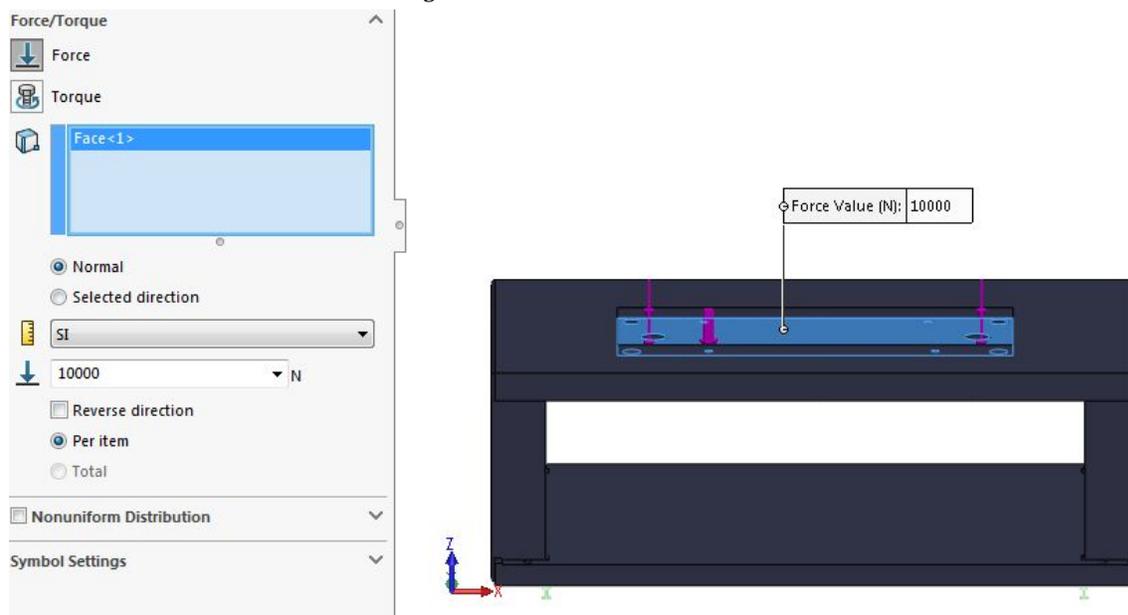


Figure 3.11 : Modélisation du Bâti



RMQ:

Le bas du bâti est fixé par terre afin d'éviter le phénomène de vibration lors de décharge en fin test.

*Résultats

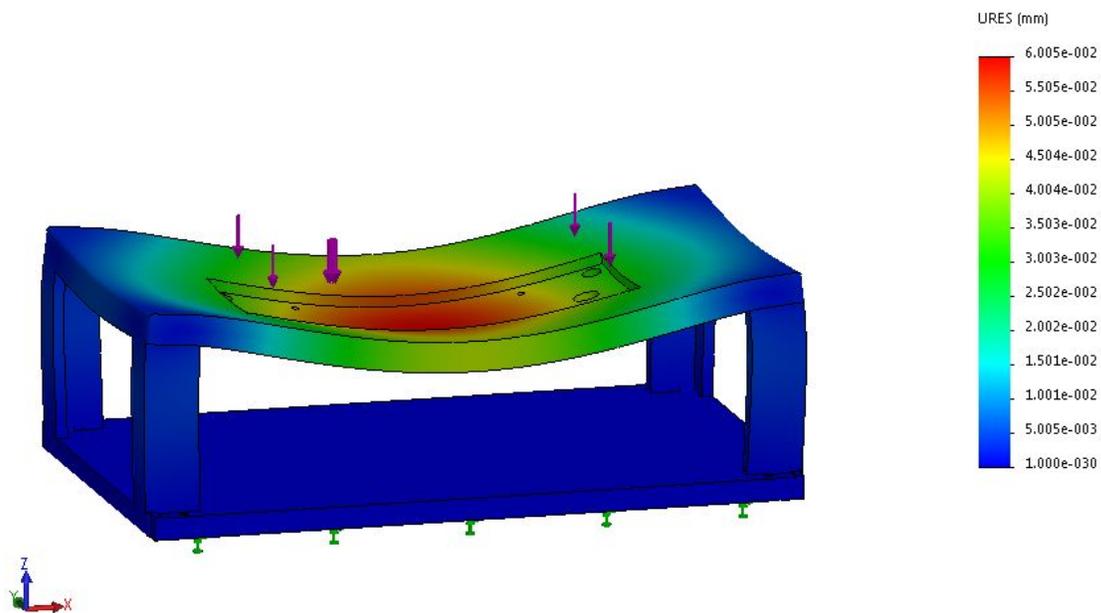


Figure 3.12 : Taux de déformation après sollicitation

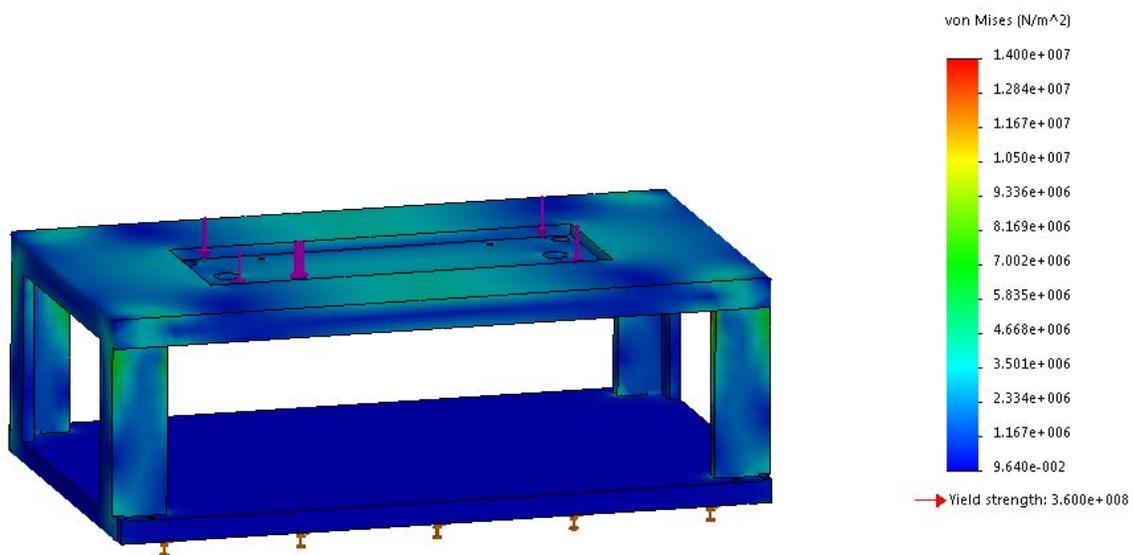


Figure 3.12 : Etat contrainte

*Conclusion

Les résultats obtenus, faible taux de déformations suivi d'une échelle de contrainte assez loin de la limite élastique; assurent la conformité de la géométrie.

Remarque:

L'étude de la rigidité du support du bâti est semblable à celle du support supérieur de la machine.

3.3.4.Barre -Colonne de Guidage-

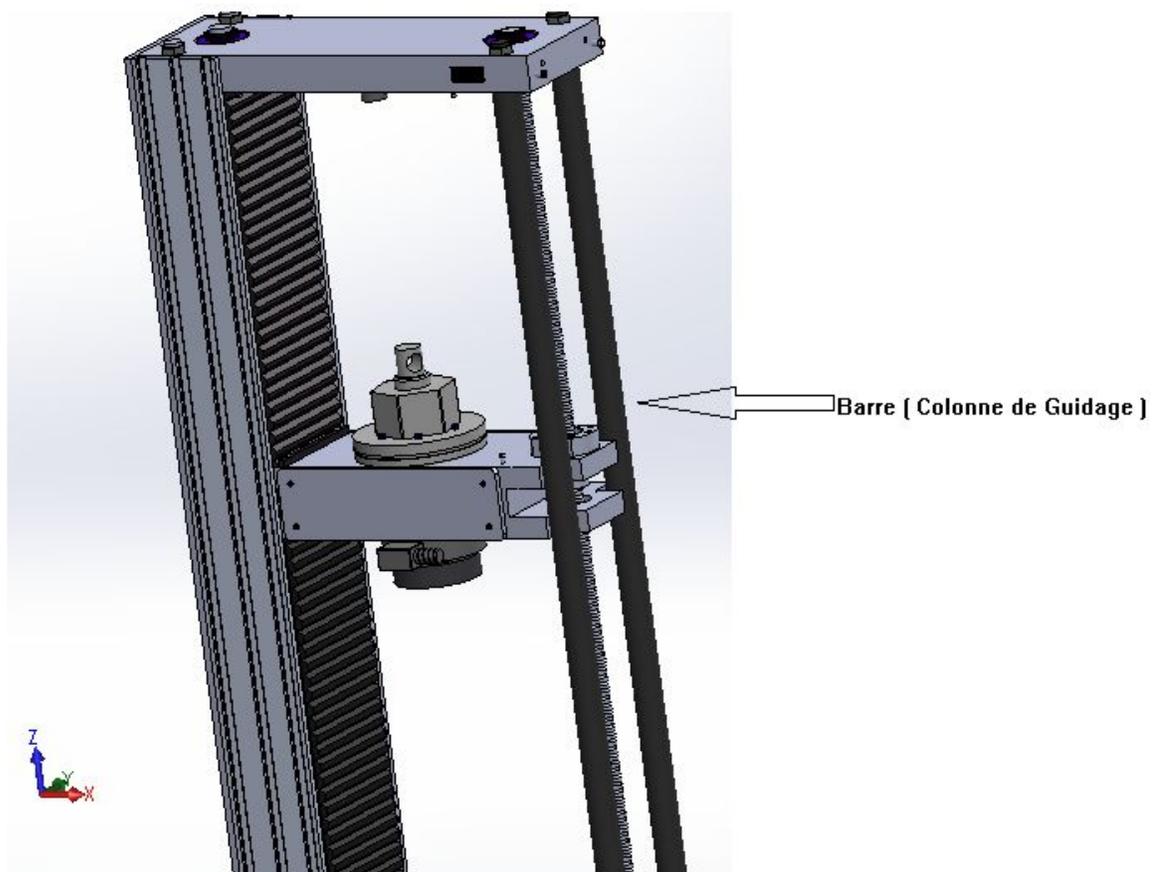


Figure 3.13: Modélisation avec le logiciel SOLIDWORKS .

➤ Rigidité

*Propriétés du Matériau Choisi

Tab 3.4: Tableau résumant les propriétés du matériau choisi (Aluminium)

Material properties
Materials in the default library can not be edited. You must first copy the material to a custom library to edit it.

Model Type:

Units:

Category:

Name:

Default failure criterion:

Description:

Source:

Sustainability:

Property	Value	Units
Elastic Modulus	7e+010	N/m^2
Poisson's Ratio	0.3897	N/A
Shear Modulus	2.7e+010	N/m^2
Mass Density	2700	kg/m^3
Tensile Strength	180000000	N/m^2
Compressive Strength		N/m^2
Yield Strength	160000000	N/m^2
Thermal Expansion Coefficient	2.4e-005	/K
Thermal Conductivity	204	W/(m-K)

➤ Résultats

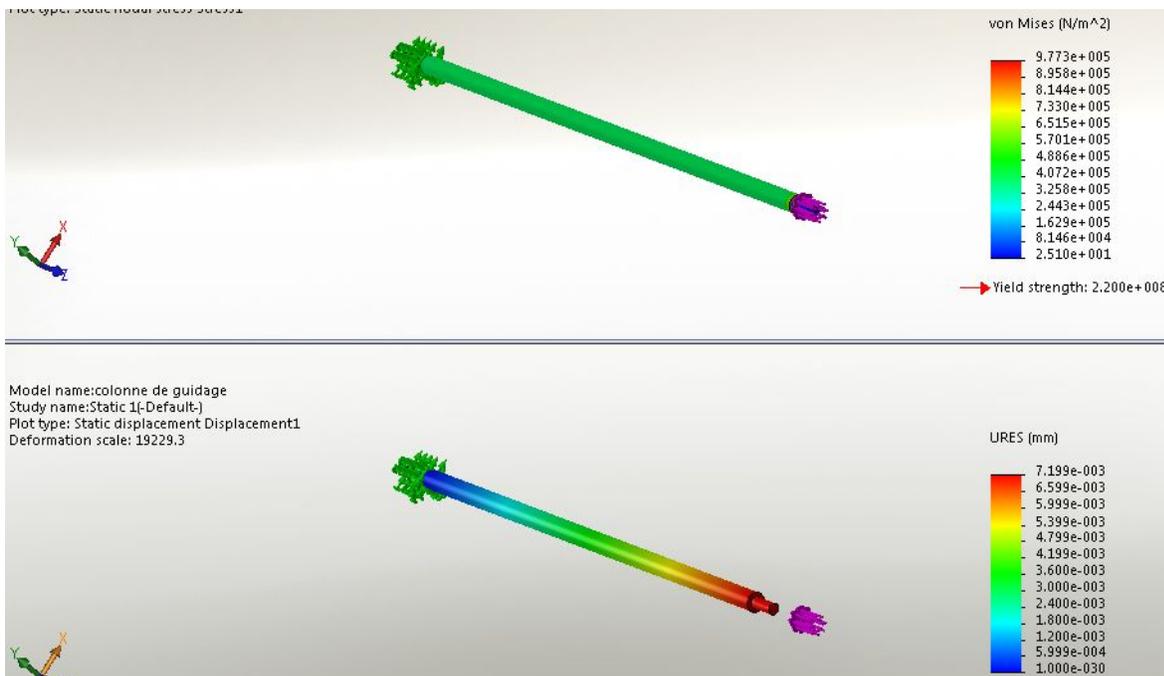


Figure 3.14 : Résultats obtenus lors de la simulation -Sollicitation en traction

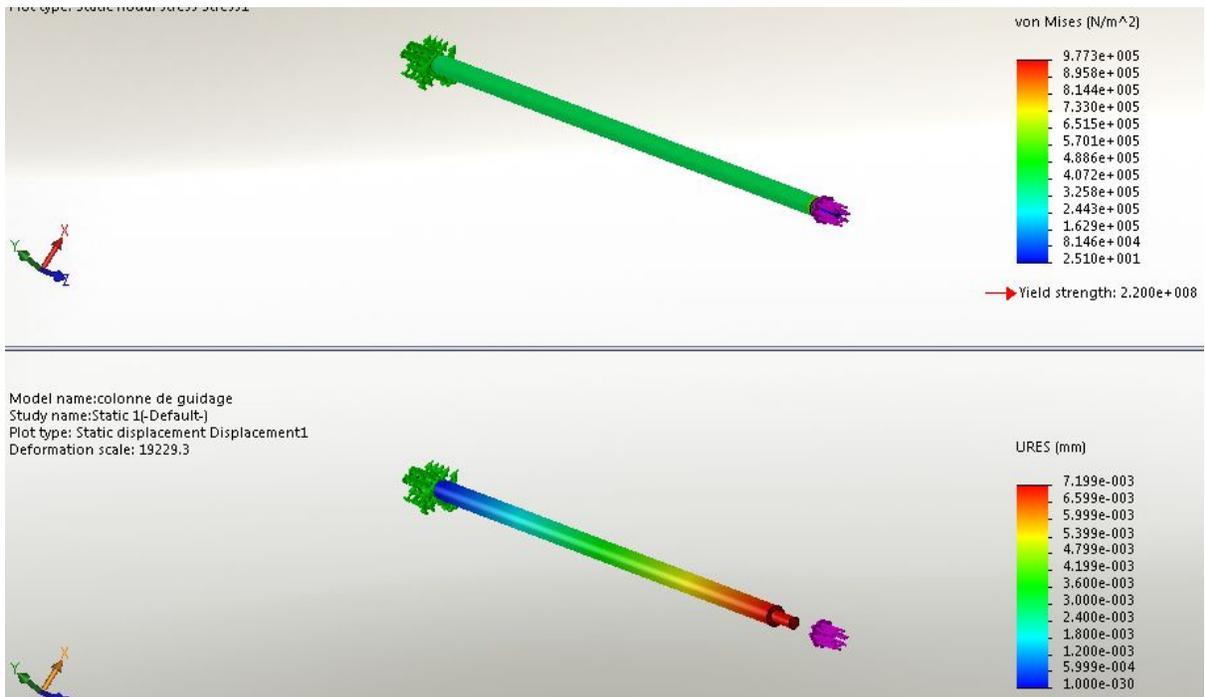


Figure 3.15 : Résultats obtenus lors de la simulation -Sollicitation en compression -

*Conclusion

Conformité de la rigidité de la structure .

3.3.5. Plateaux de Compression

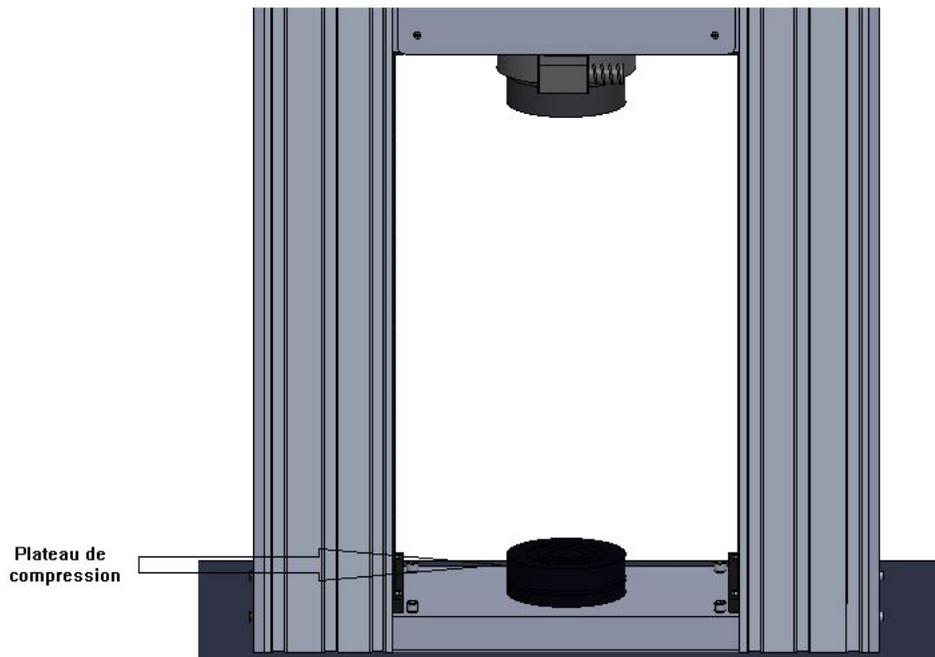


Figure 3.16 : Modélisation avec le logiciel SOLIDWORKS

➤ Rigidité

Tab 3.5 : Tableau résumant les propriétés du matériau choisi (toolmaking)

Properties | Tables & Curves | Appearance | CrossHatch | Custom | Application Data

Material properties
Materials in the default library can not be edited. You must first copy the material to a custom library to edit it.

Model Type:

Units:

Category:

Name:

Default failure criterion:

Description:

Source:

Sustainability:

Property	Value	Units
Elastic Modulus	2.100000031e+011	N/m ²
Poisson's Ratio	0.28	N/A
Shear Modulus	7.9e+010	N/m ²
Mass Density	7740	kg/m ³
Tensile Strength	1500000000	N/m ²
Compressive Strength		N/m ²
Yield Strength	1200000000	N/m ²
Thermal Expansion Coefficient	1.1e-005	/K
Thermal Conductivity	14	W/(m·K)

Élément Caractérisé par :

Grande dureté superficielle

Faible déformations

Résistance à l'usure et à la corrosion .

Bonne tenu à la fatigue .

➤ Etude Statique

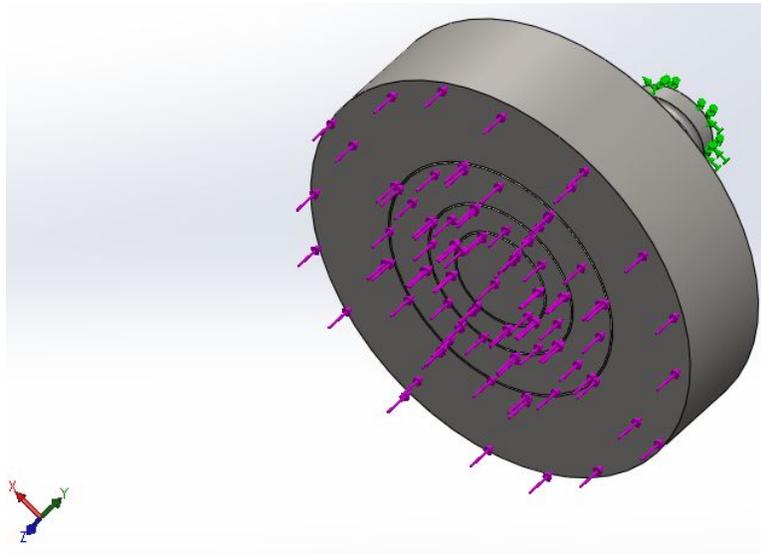


Figure 3.17 : Plateau supérieur de compression

➤ Résultats

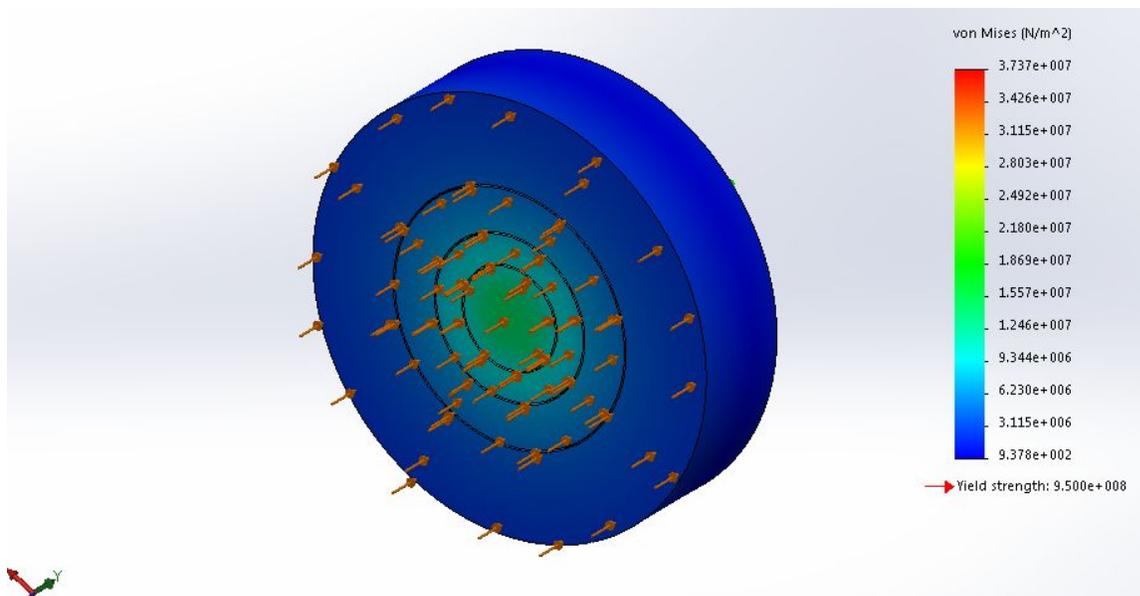


Figure 3.18 : Résultats obtenus lors de la simulation

➤ Résultats

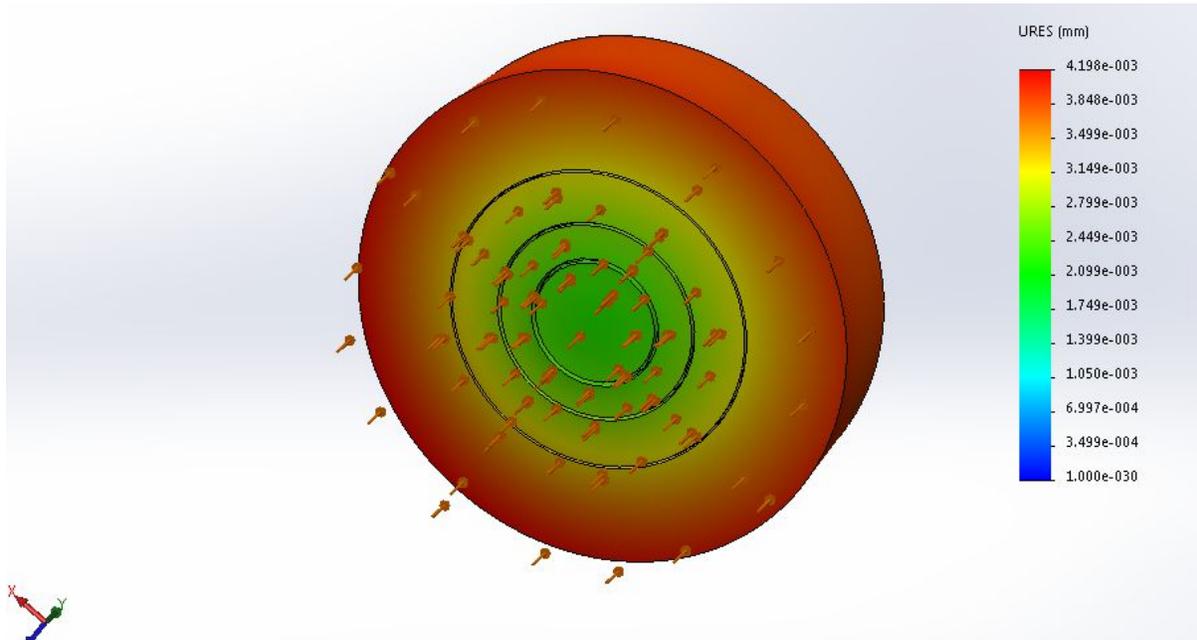


Figure 3.18: Résultats obtenus lors de la simulation

➤ Etude Statique

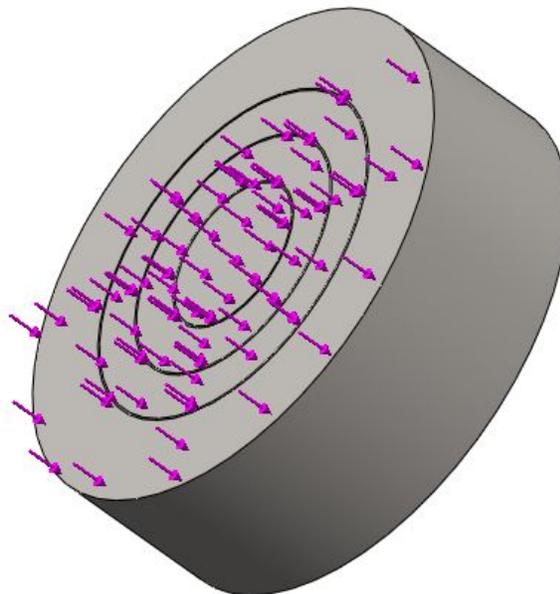


Figure 3.19 : Plateau inférieur compression

➤ Résultats

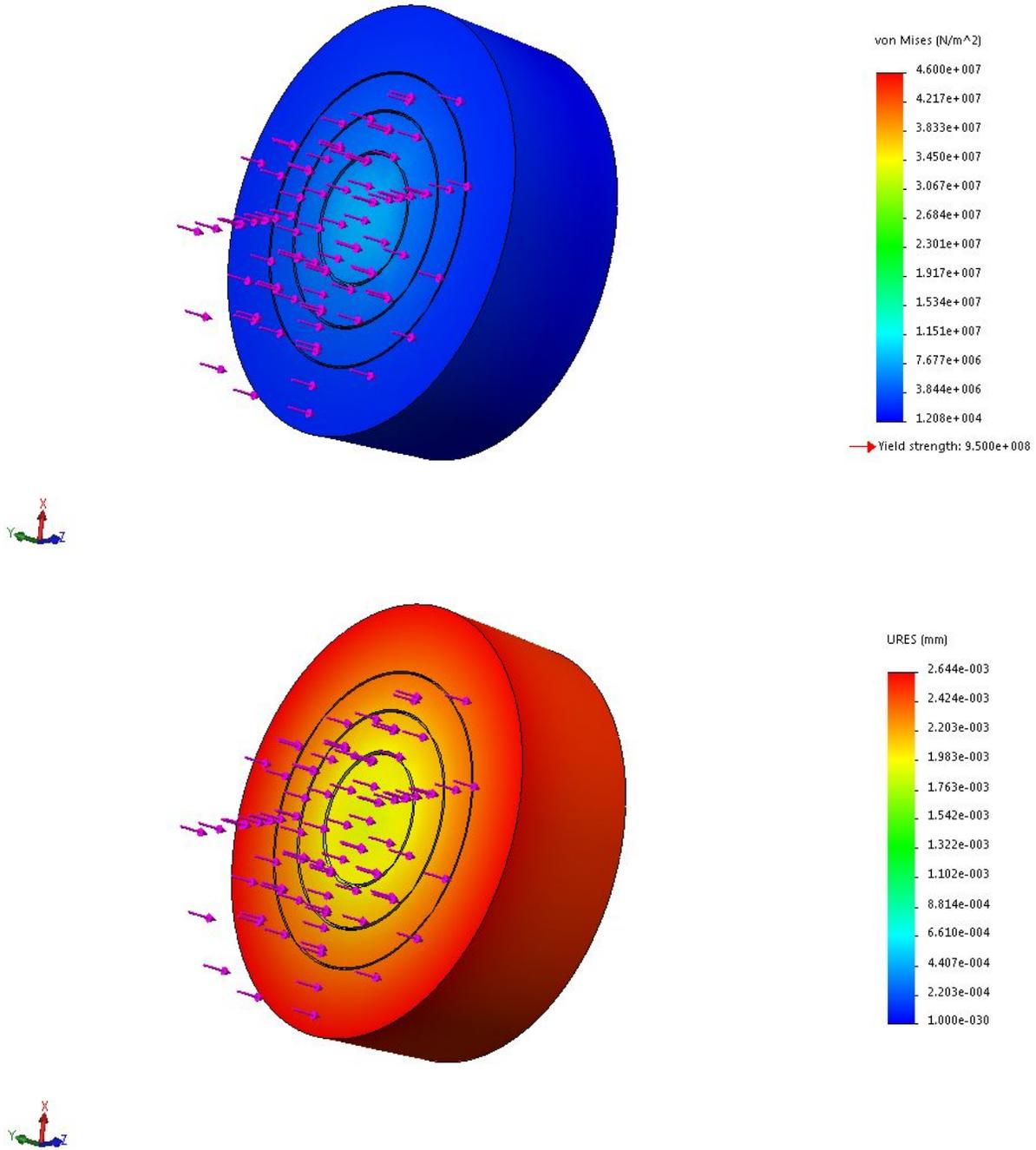


Figure 3.20:: Résultats obtenus lors de la simulation

*Conclusion

Conformité en terme de rigidité des plateaux inférieur et supérieur .

3.4. Dimensions des autres pièces constituant l'assemblage

3.4.1. Cache Bâti

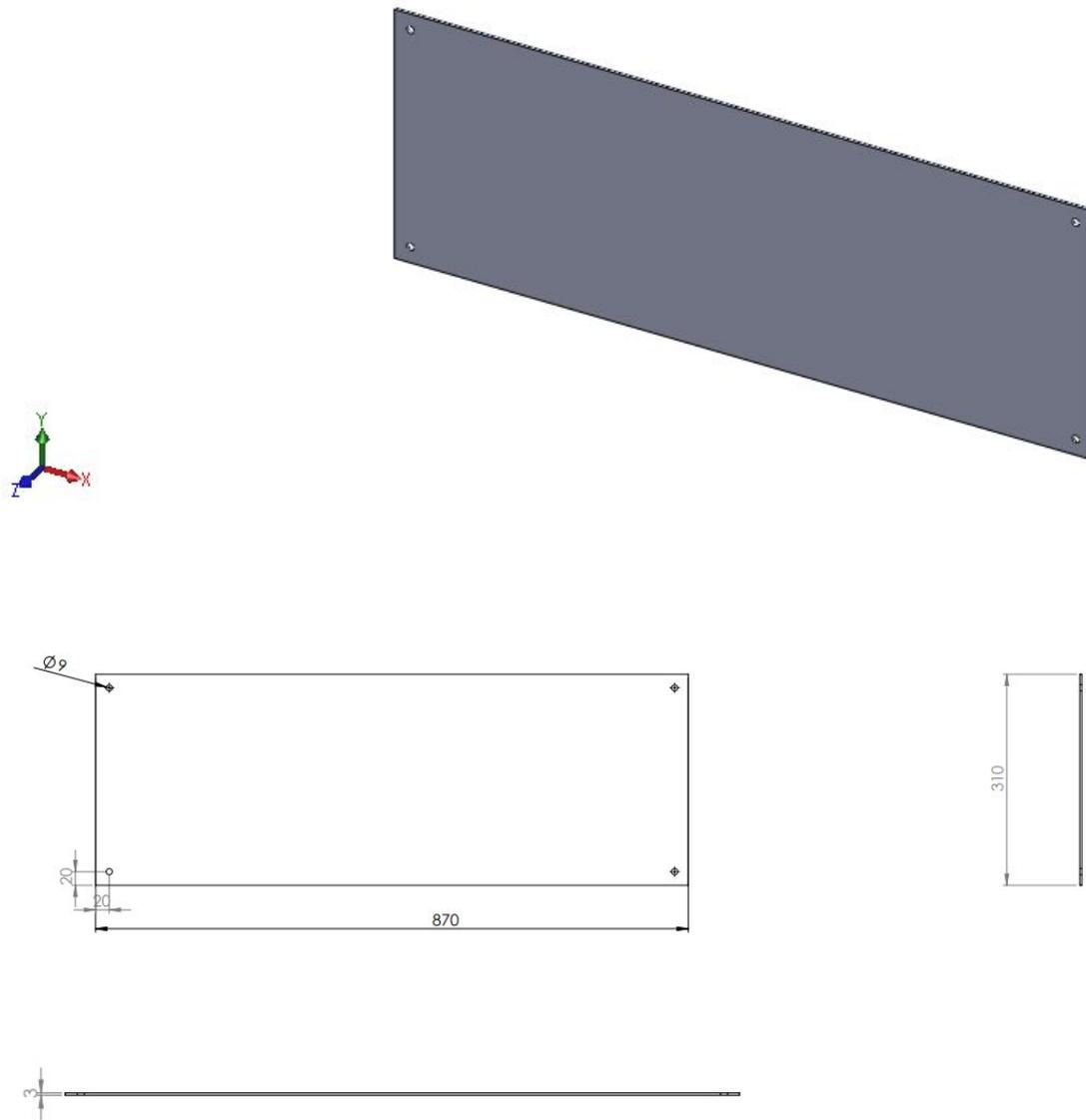


Figure 3.21: Dimensions du cache bâti .

3.4.2.Cache Traverse Mobile

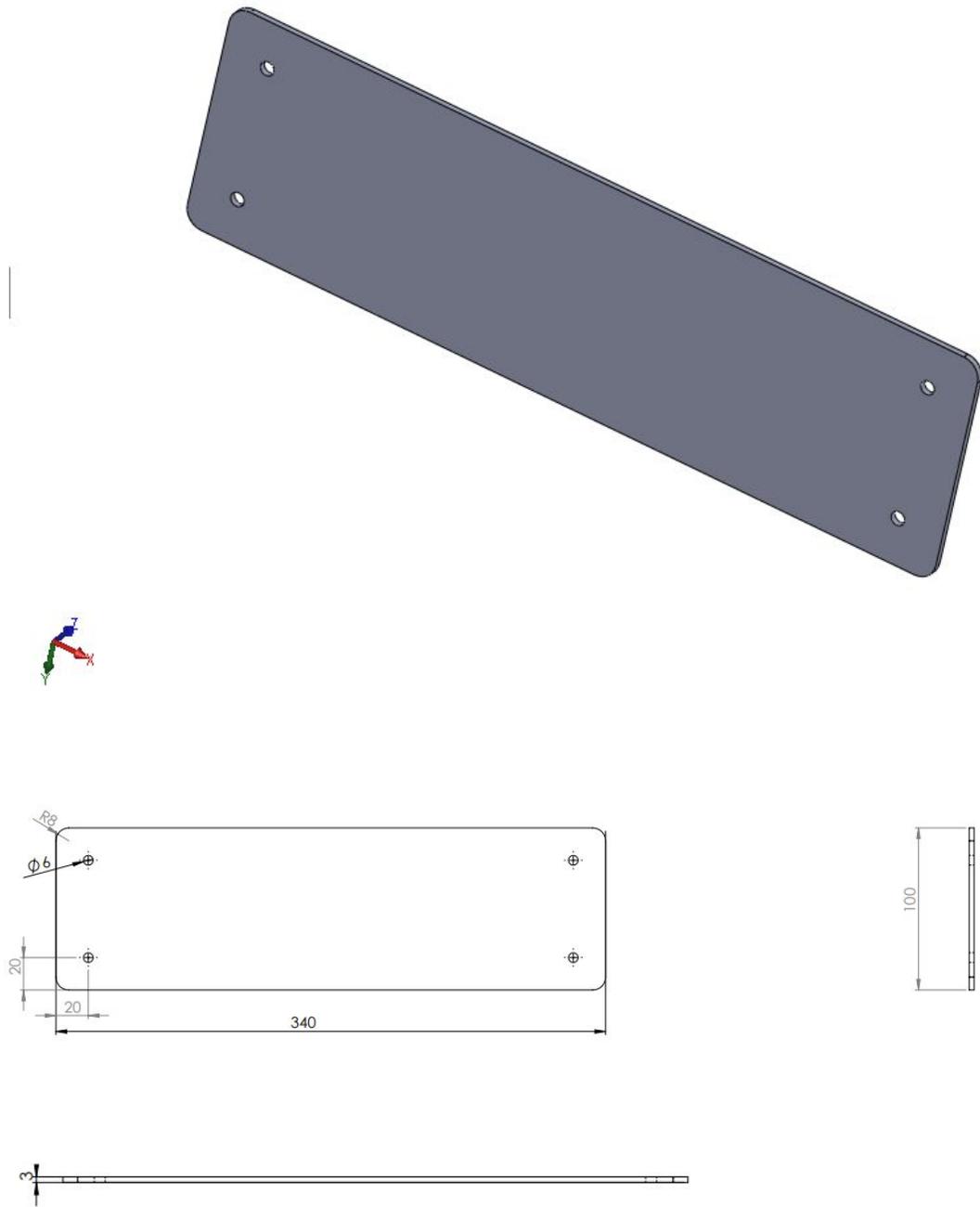


Figure 3.22: Dimensions du cache traverse mobile .

3.4.3.Aimant

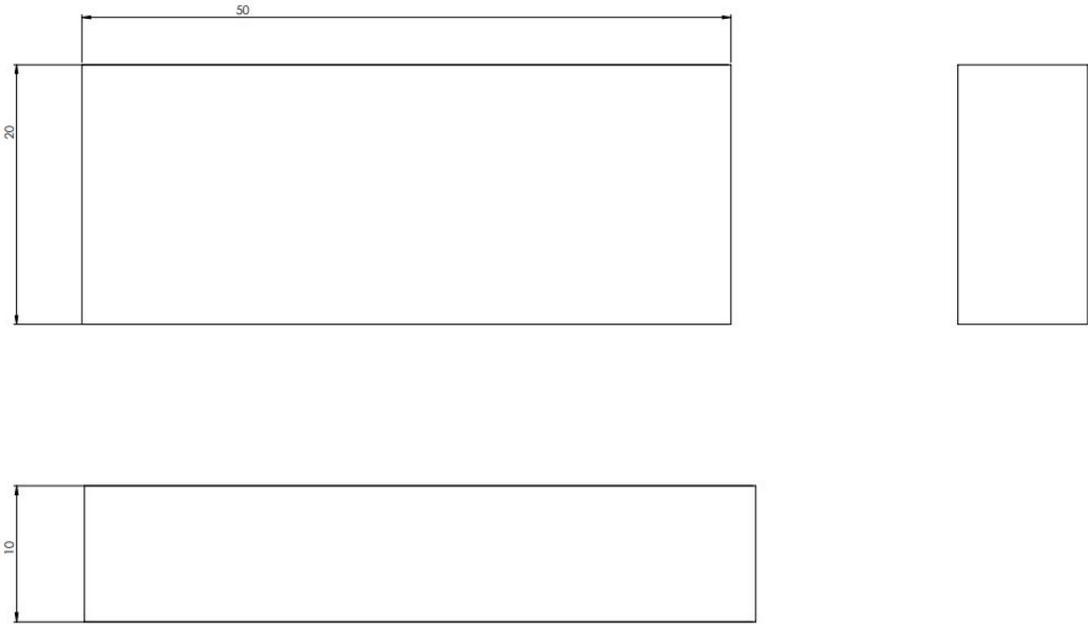
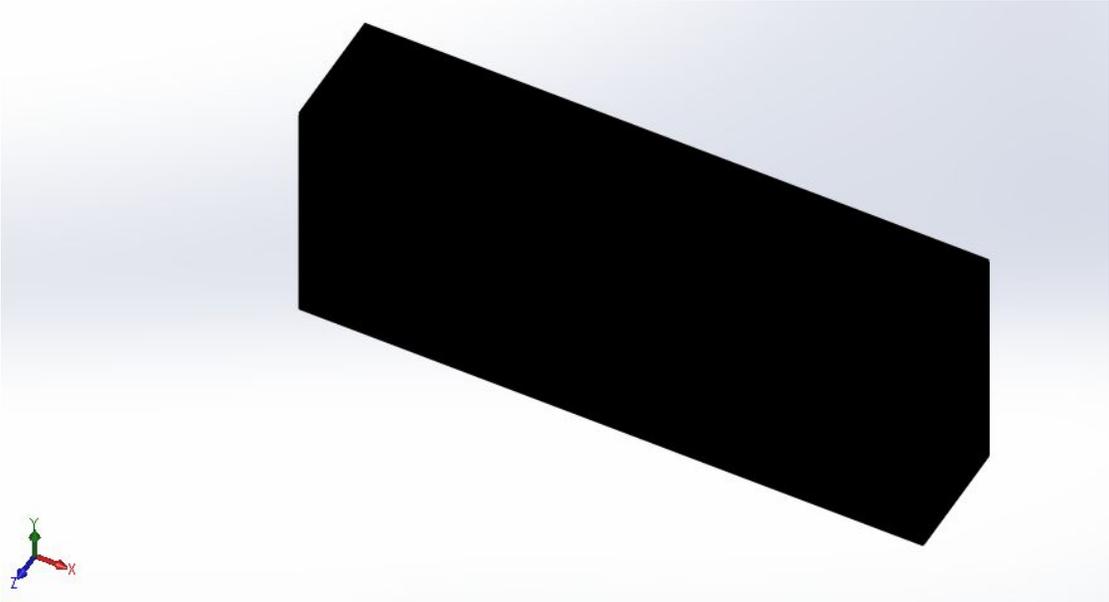


Figure 3.23: Dimensions de l'aimant .

3.4.4. Modulable

Les colonnes en aluminium extrudé disposent de rainures en T pour fixer des accessoires tels que carters, extensomètres et autres ...

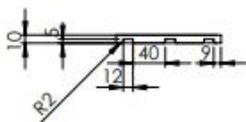
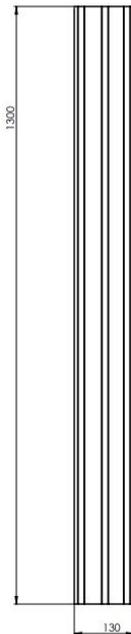
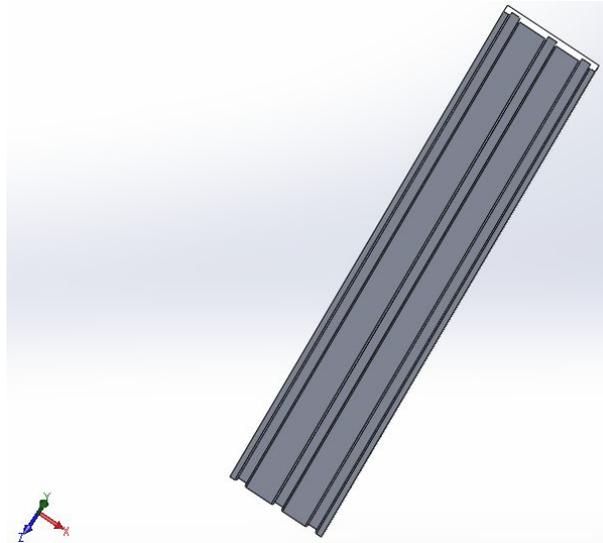


Figure 3.24: Dimensions du modulable .

3.6.Conclusion

Dans ce chapitre, on s'est basé sur le calcul des contraintes et taux de déformation agissant sur les pièces maîtresses de la machine en tenant compte du coefficient de sécurité à l'aide du module Simulation SOLIDWORKS , accompagné du dimensionnement de divers pièces constituant l'assemblage.

La machine peut être considéré comme robuste et répond aux exigences demandées.



Conclusion Générale



Conclusion Générale

Le présent mémoire thèse porte sur la conception d'une machine universelle de traction électromécanique de 50 kN de capacité. Ce travail fait suite au besoin exprimé par le CDTA qui a voulu mener des études pour la réalisation des machines d'essais mécaniques pour la caractérisation de matériaux vu les prix exorbitants des équipements lourds en mécanique afin de les mettre à la disposition des universités, des centres de rechercheetc.

Notre modélisation du produit répondra aux besoins des essais normalisés, apportant la qualité à un coût très accessible. C'est une machine d'essai bi colonne adaptée aux essais de traction, compression, dans la capacité peut aller jusqu'à 50 kN.

Nous avons opté, afin de mener des essais entièrement automatisés à doter la machine d'un moteur pas à pas. Ce type d'accessoire peut être facilement acquis. Nous avons remarqué que les accessoires tels que extensomètre, capteur de déplacement et capteur de force sont difficiles à acquérir.

Nous pouvons faire abstraction du capteur de déplacement et obtenir à partir du pas de vis et du moteur, le déplacement de la traverse. Mais l'extensomètre est primordial pour la caractérisation du matériau testé.

Une option peut être utile en choisissant des mors auto serrant à serrage hydraulique pour faciliter le travail de l'opérateur.

Perspective

Comme perspective , nous souhaitons pour les prochains projets fin d'étude d'élargir notre travail concernant la partie hydraulique pour les mâchoires de traction à serrage unilatéral ou bilatéral pour l'obtention d'une machine universelle servo-hydraulique .



Bibliographie



Bibliographie

Livre

- ◆ Catalogue : Texrope_Méthode de calcul des courroies trapezoidales_2006
TEXROPE® Division Courroies Industrielles .
- ◆ Chevalier -Guide du dessinateur industriel -Version 2003 - Acheter .

Site Internet

- ◆ Quelques définitions
https://www.wikiwand.com/fr/Machine_de_traction#/overview
- ◆ Catalogue des accessoires MTS .
https://www.mts.com/cs/groups/public/documents/library/mts_4036639.pdf
- ◆ Méthodologie du cahier des charges fonctionnel
<https://cahiersdescharges.com/cahier-des-charges-fonctionnel/>
- ◆ Catalogue : CSR - Vis à Billes
<http://si.lycee-desfontaines.eu/sequences-ts/performance-energetique/res/ressource-vis-a-bille.pdf>
- ◆ Dimensions normalisées des engrenages
https://www.pei-france.com/uploads/tx_etim/engrenages.pdf
- ◆ Caractéristiques du moteur pas à pas choisi
<https://french.alibaba.com/product-detail/china-supply-high-torque-nema-51-50nm-stepper-motor-set-stepping-motor-drive-set-60798635778.html?spm=a2700.8699010.normalList.16.759b10bdIAemDv>
- ◆ Catalogue SKF (Butée / Rotule)
<https://www.traceparts.com/fr/product/skf-thrust-spherical-plain-bearings-bore-o-30-mm-outside-o-75-mm?Product=33-13072018-073106&PartNumber=GX%2030%20F>
<https://www.traceparts.com/fr/product/skf-thrust-ball-bearings-double-direction-with-plain-housing-washer-bore-o-30-mm-outside-o-68-mm?Product=10-11012017-114217&PartNumber=52208>
- ◆ Accessoires marque ZWICKROELL
<https://www.zwickroell.com/fr-fr>

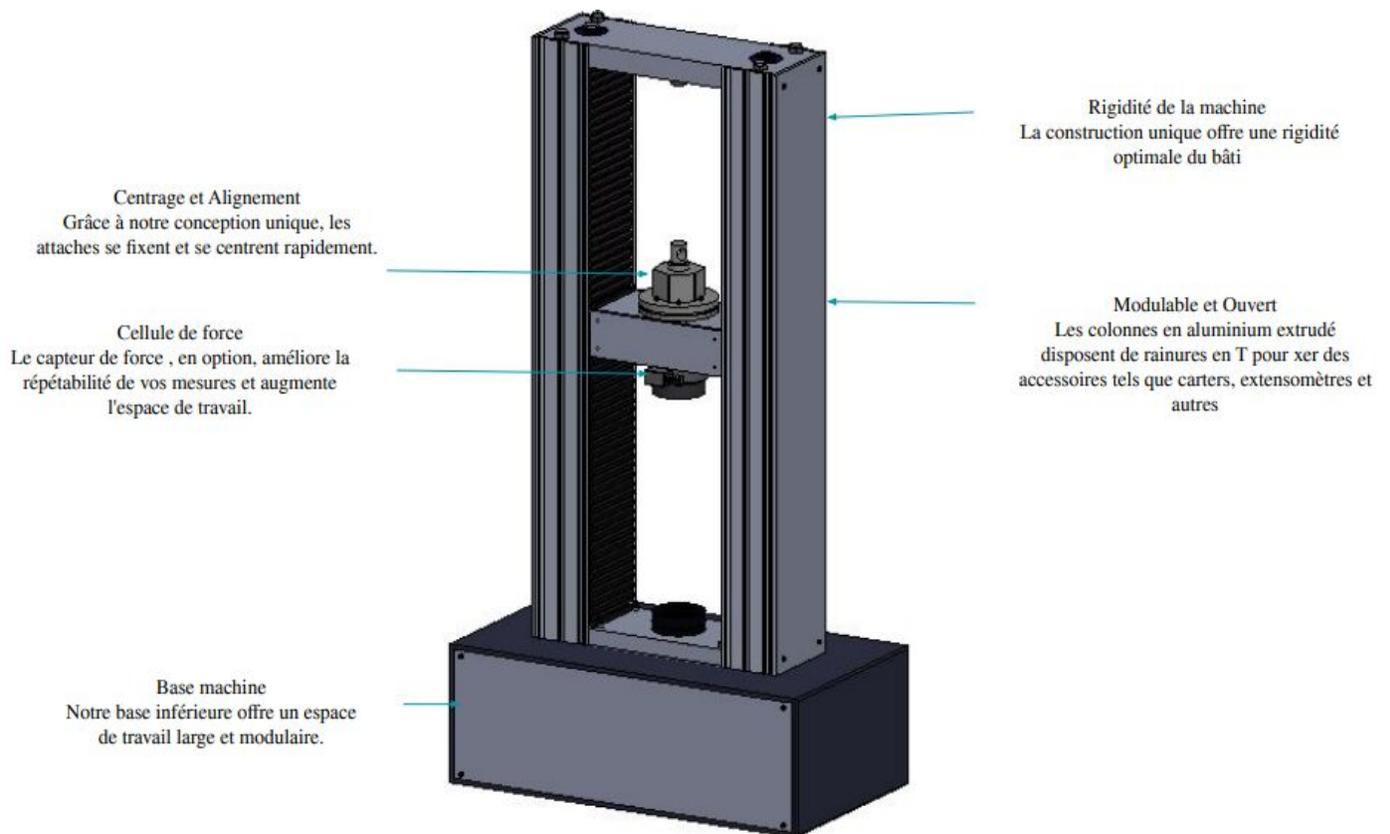


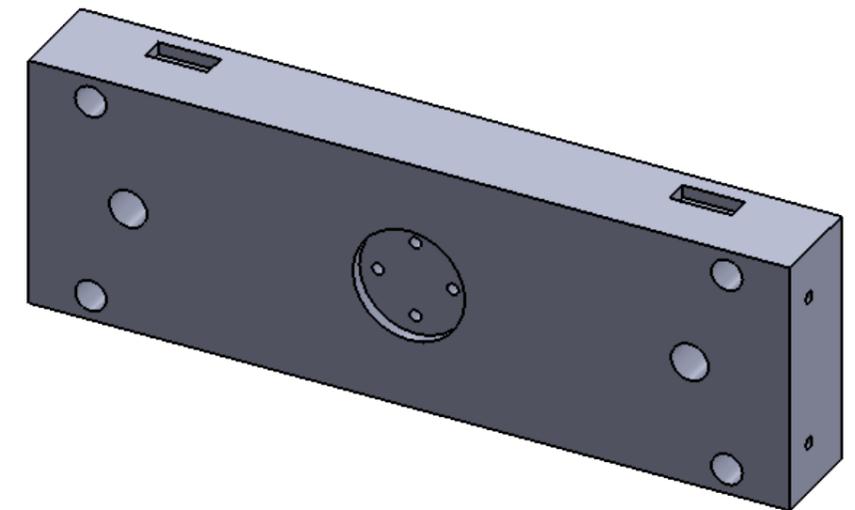
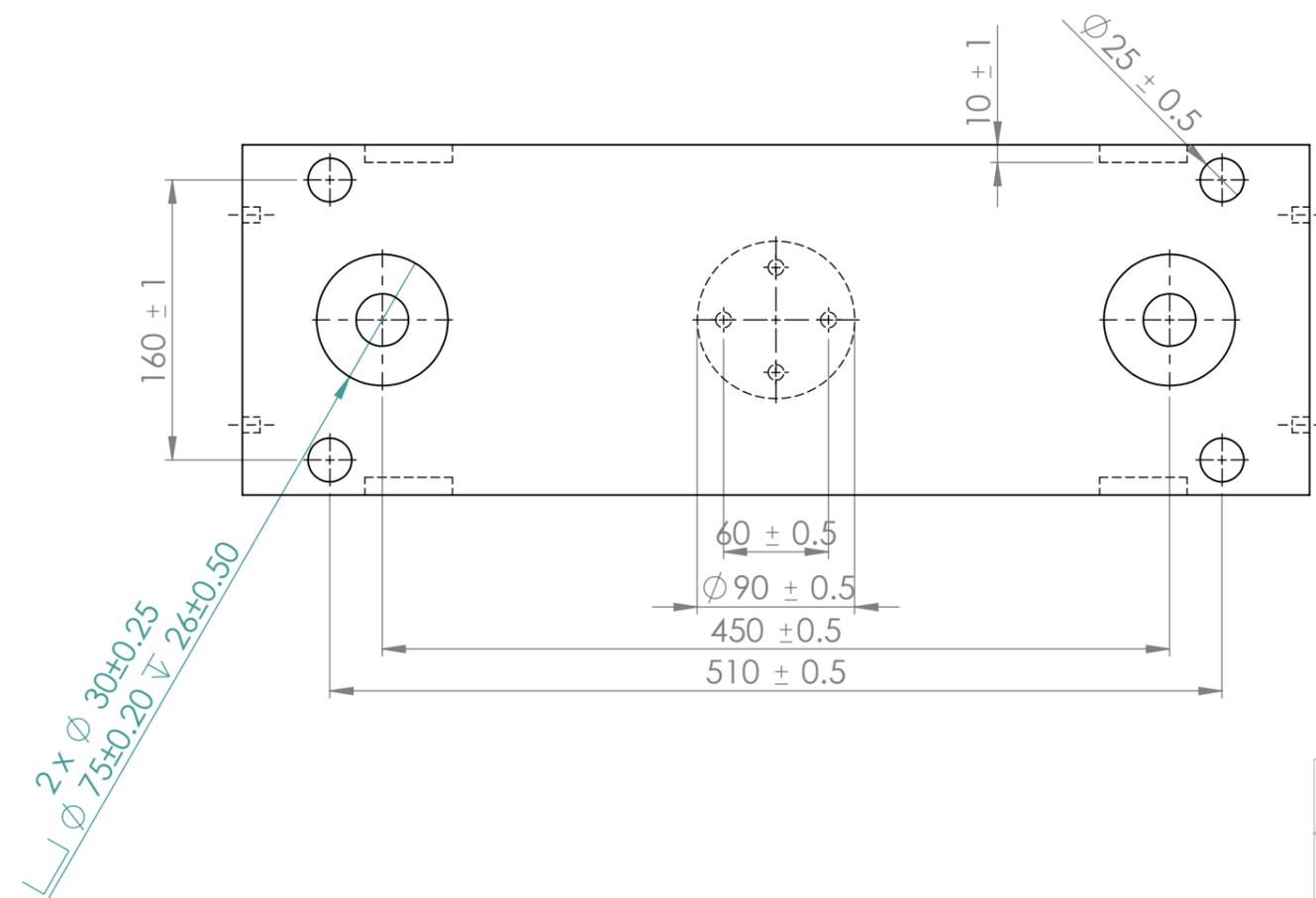
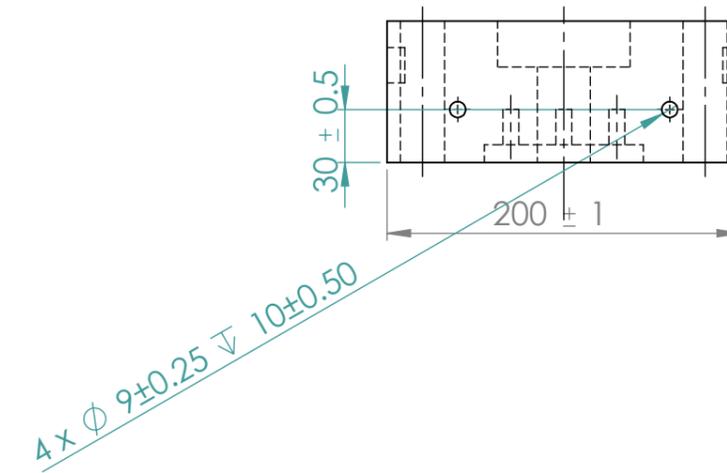
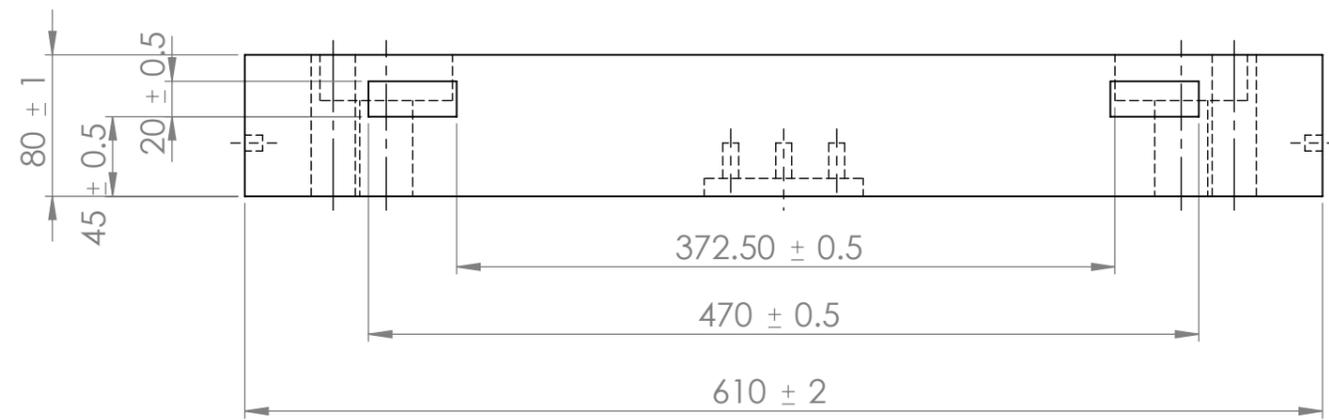
Annexe



** Machine électromécanique universelle d'essais mécaniques de capacité 50 kN **

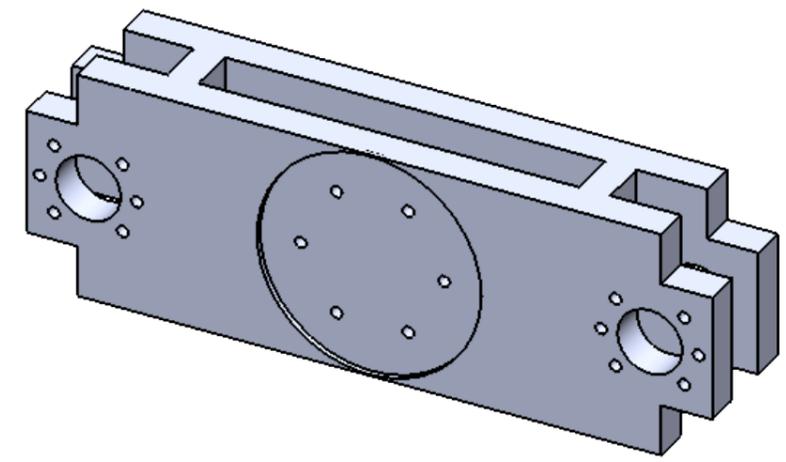
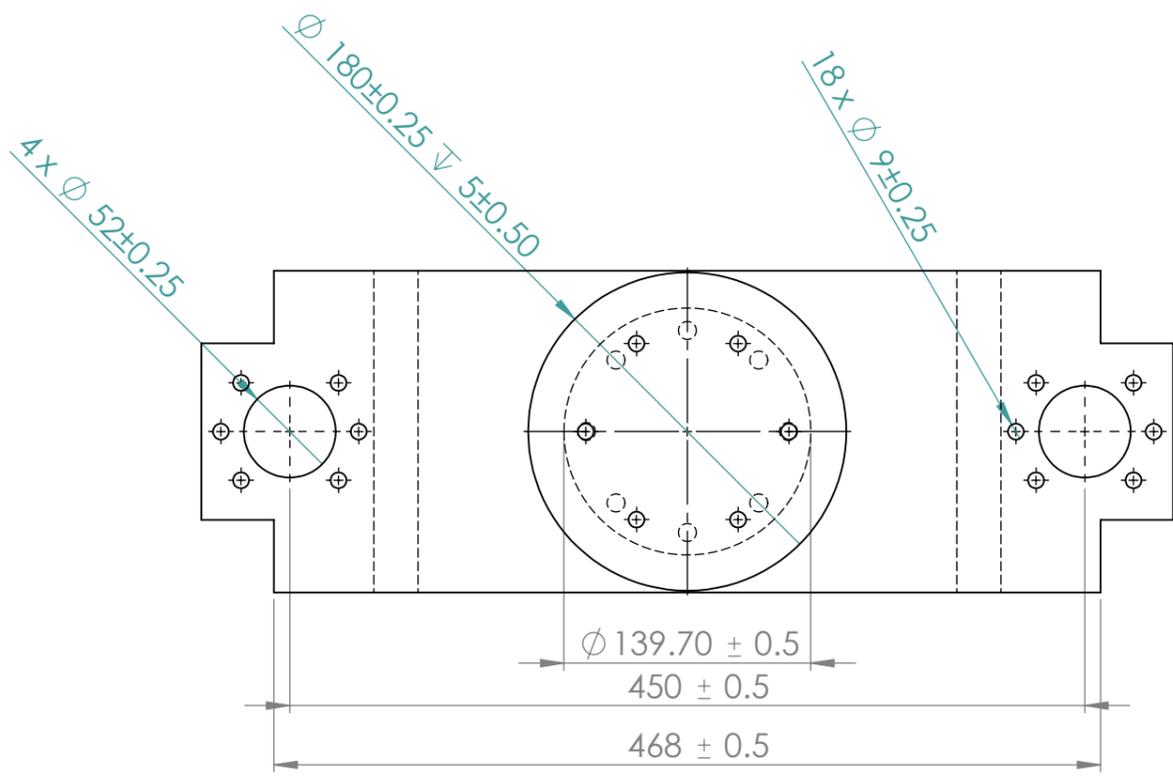
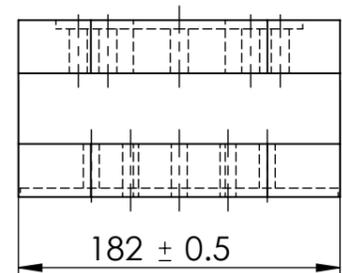
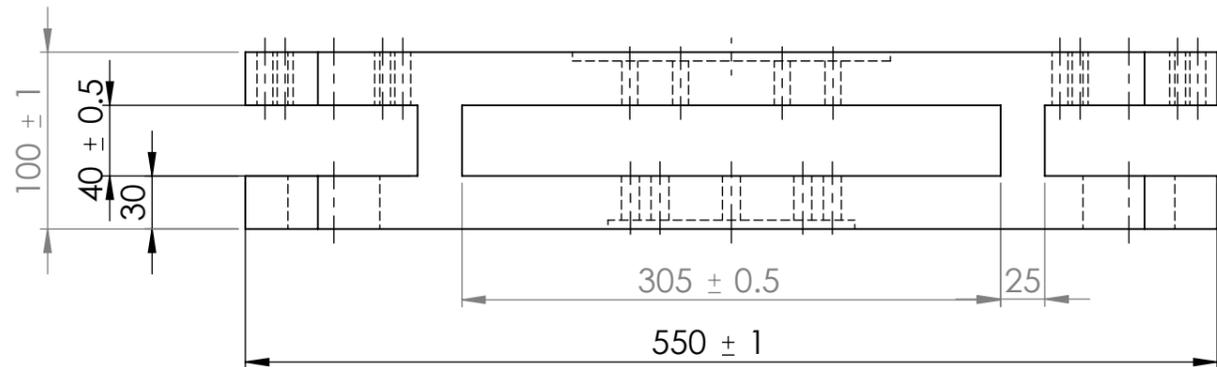
Conçu pour la Performance. Construit pour durer



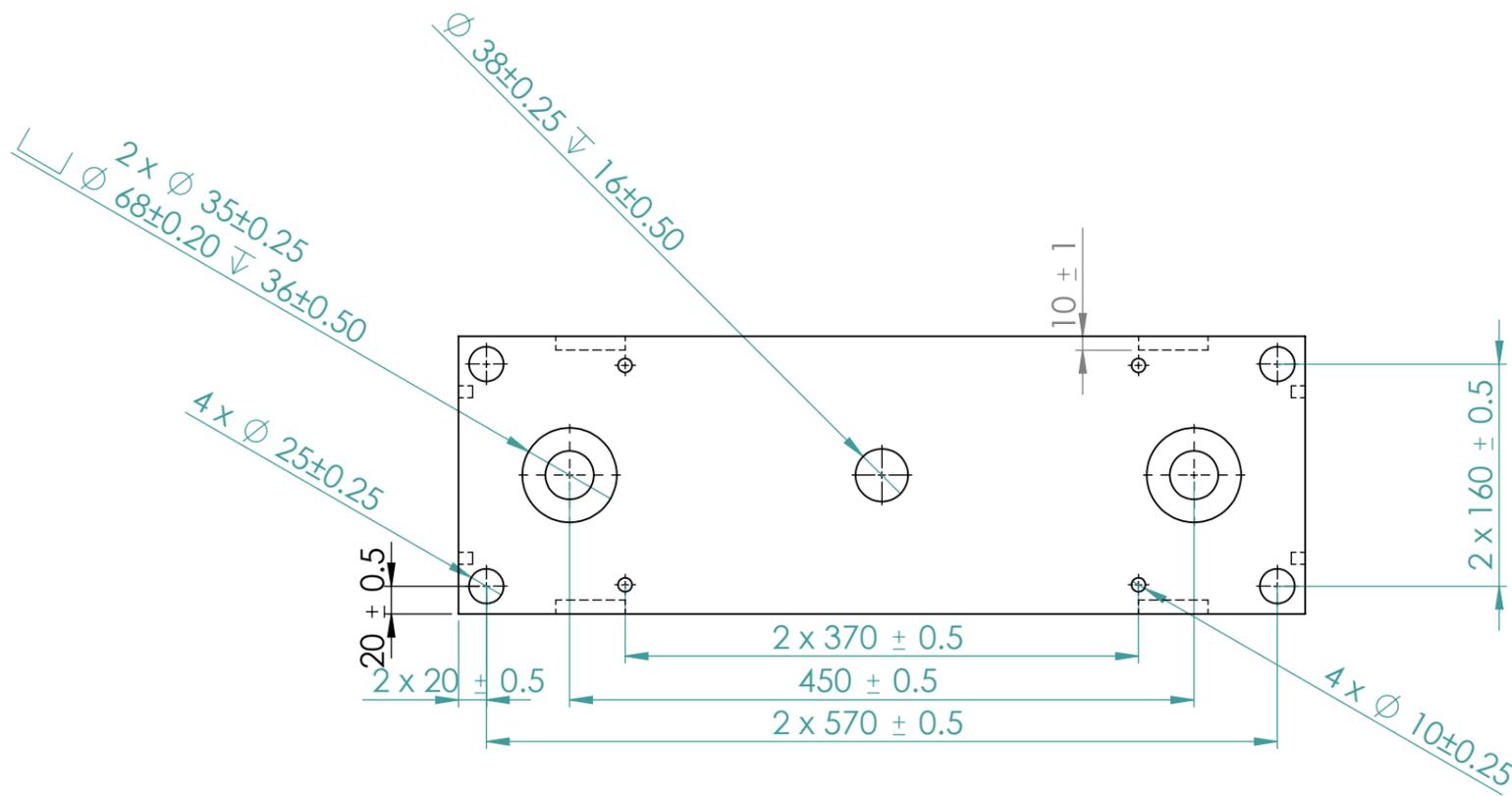
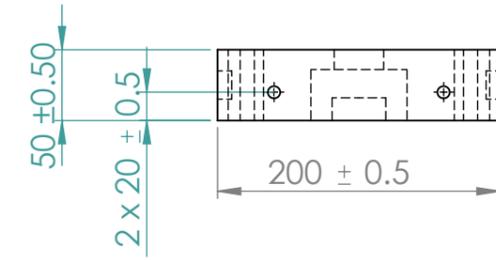
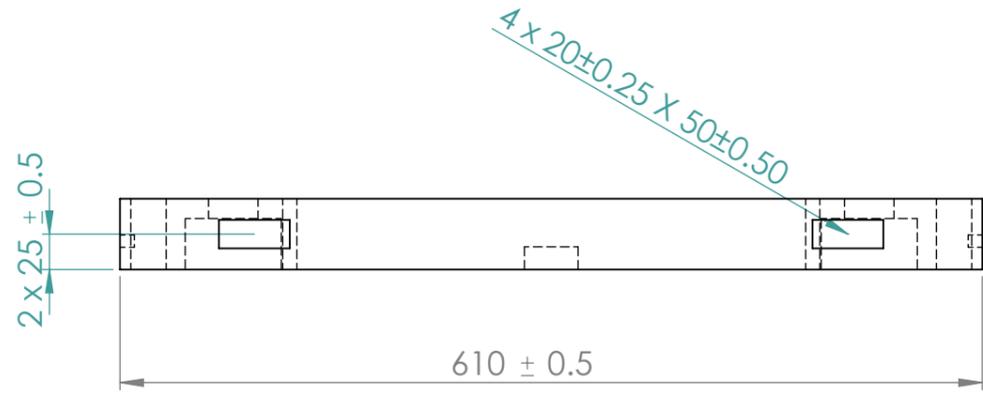


Ecole Nationale Polytechnique

Echelle	Masse		Support Supérieur	ENP
1 : 4	85 kg			Dep G.Mecanique
Etudiant	BELMIHOUB Rym			Materiau: Acier
Enseignant	BELKACEMI Yacine			PFE

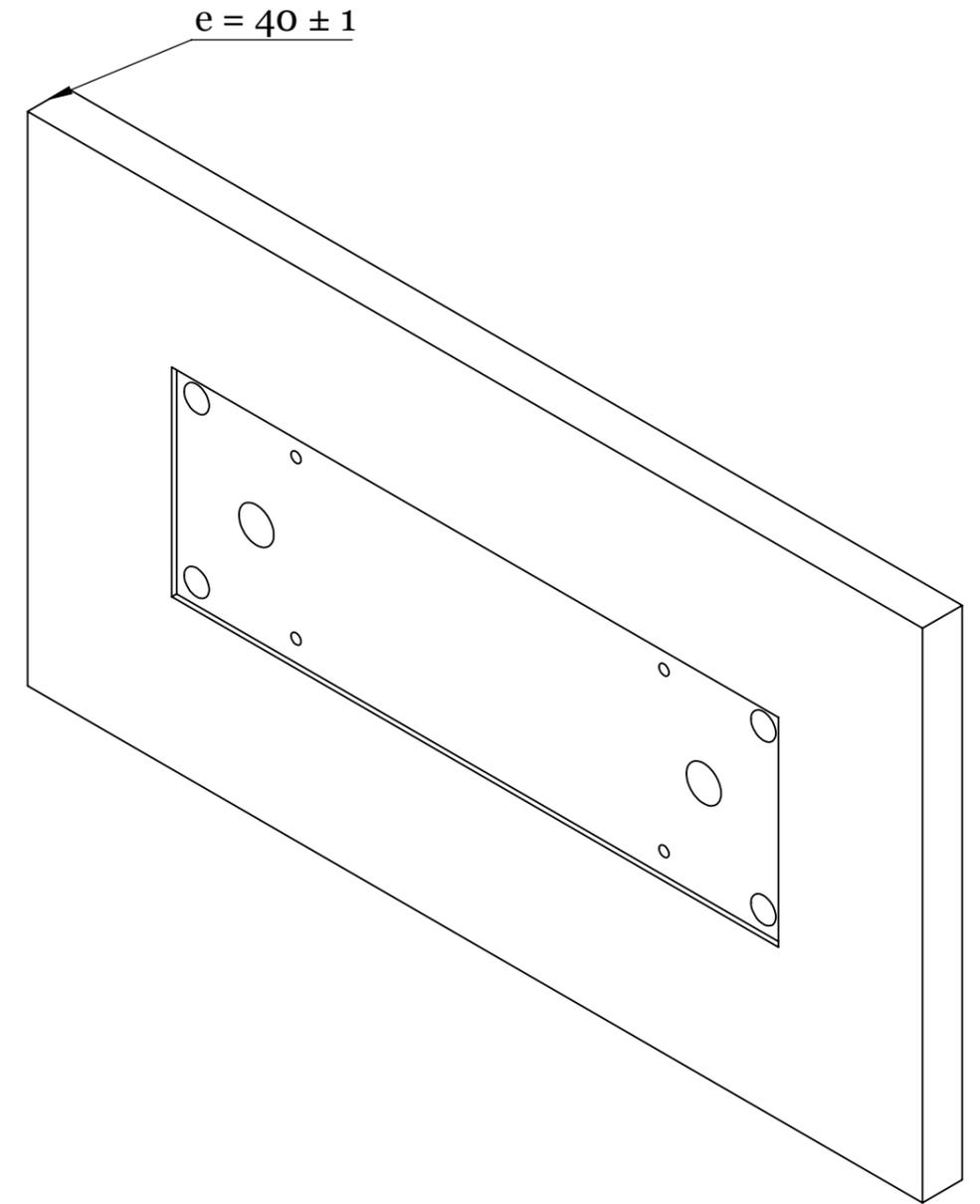
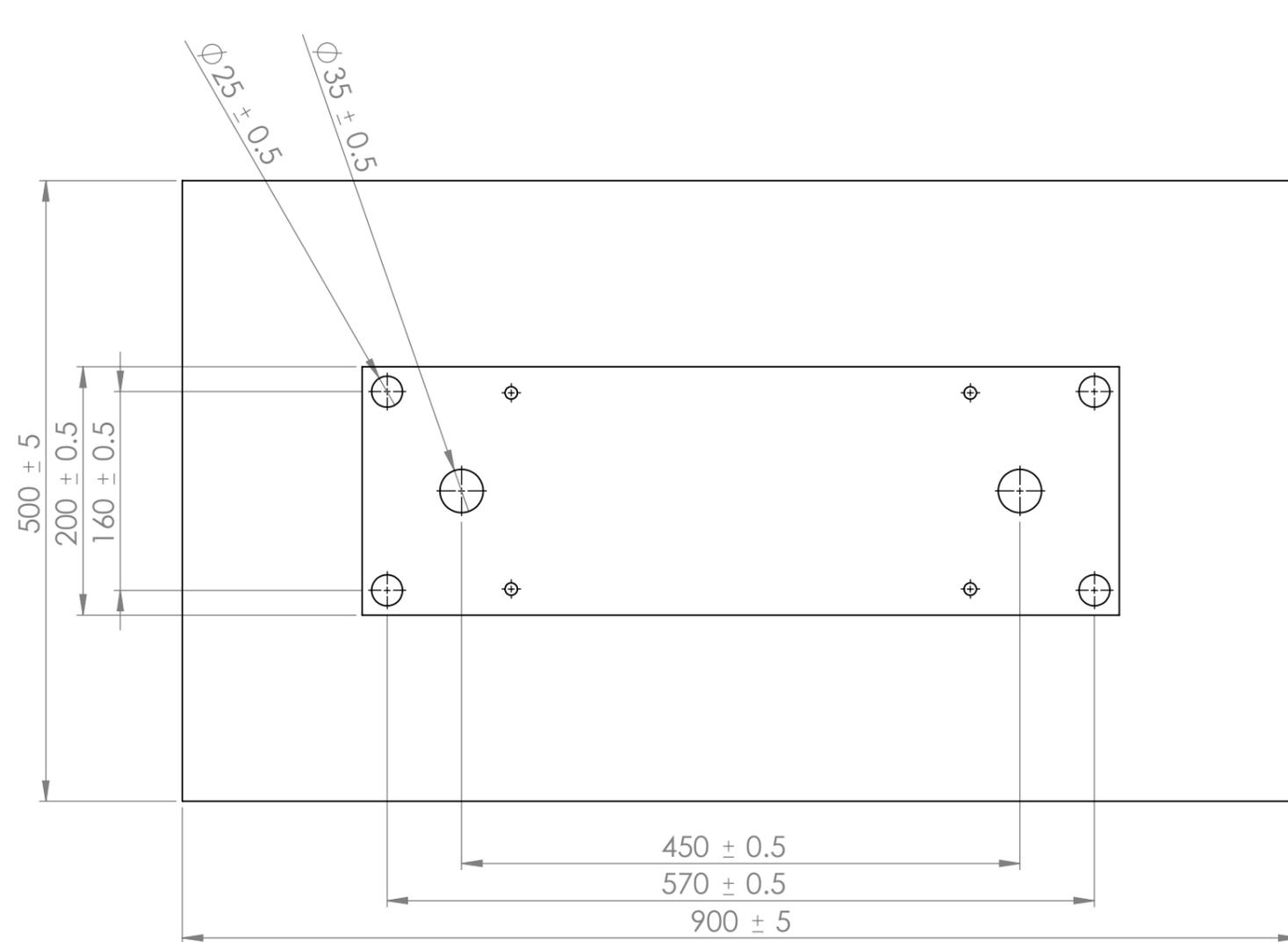


Ecole Nationale Polytechnique				
Echelle	Masse		Traverse Mobile	ENP
1 : 4	47 kg			Dep G.Mecanique
Etudiant	BELMIHOUB Rym	Materiau :Acier		
Enseignant	BELKACEMI Yacine	PFE		

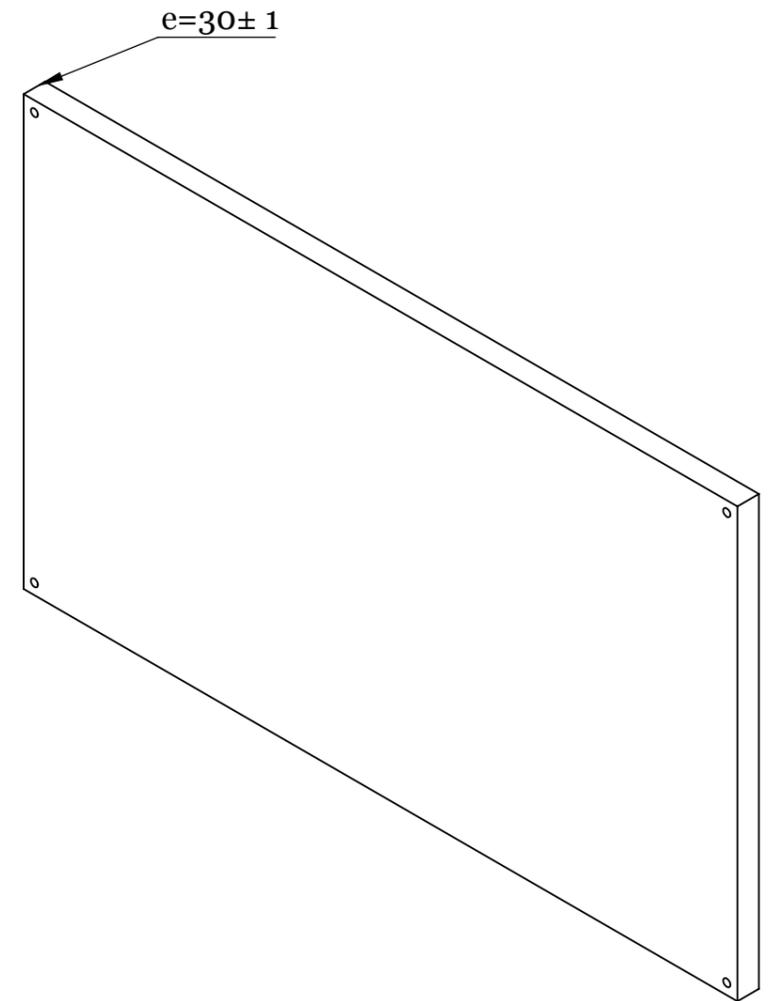
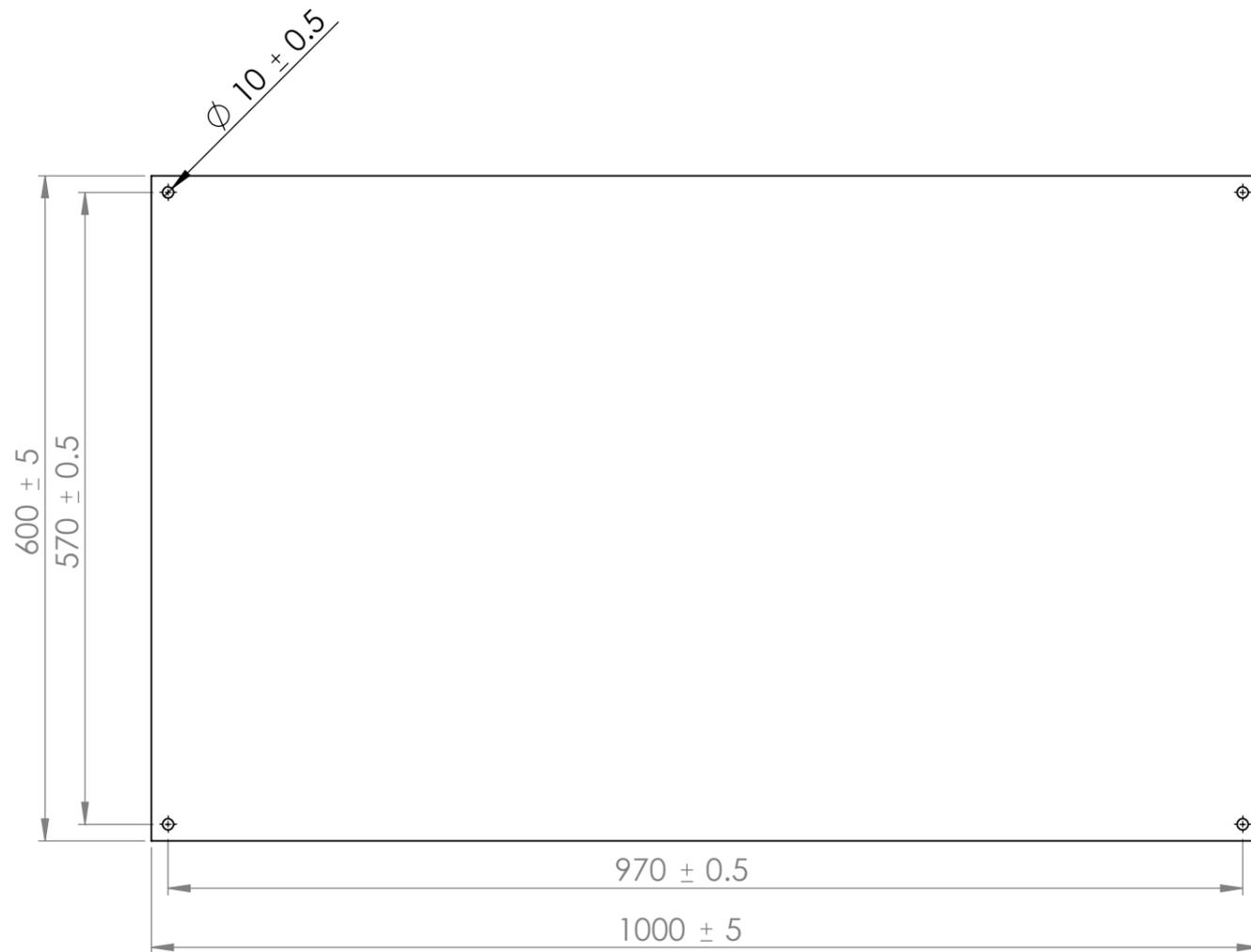


Ecole Nationale Polytechnique

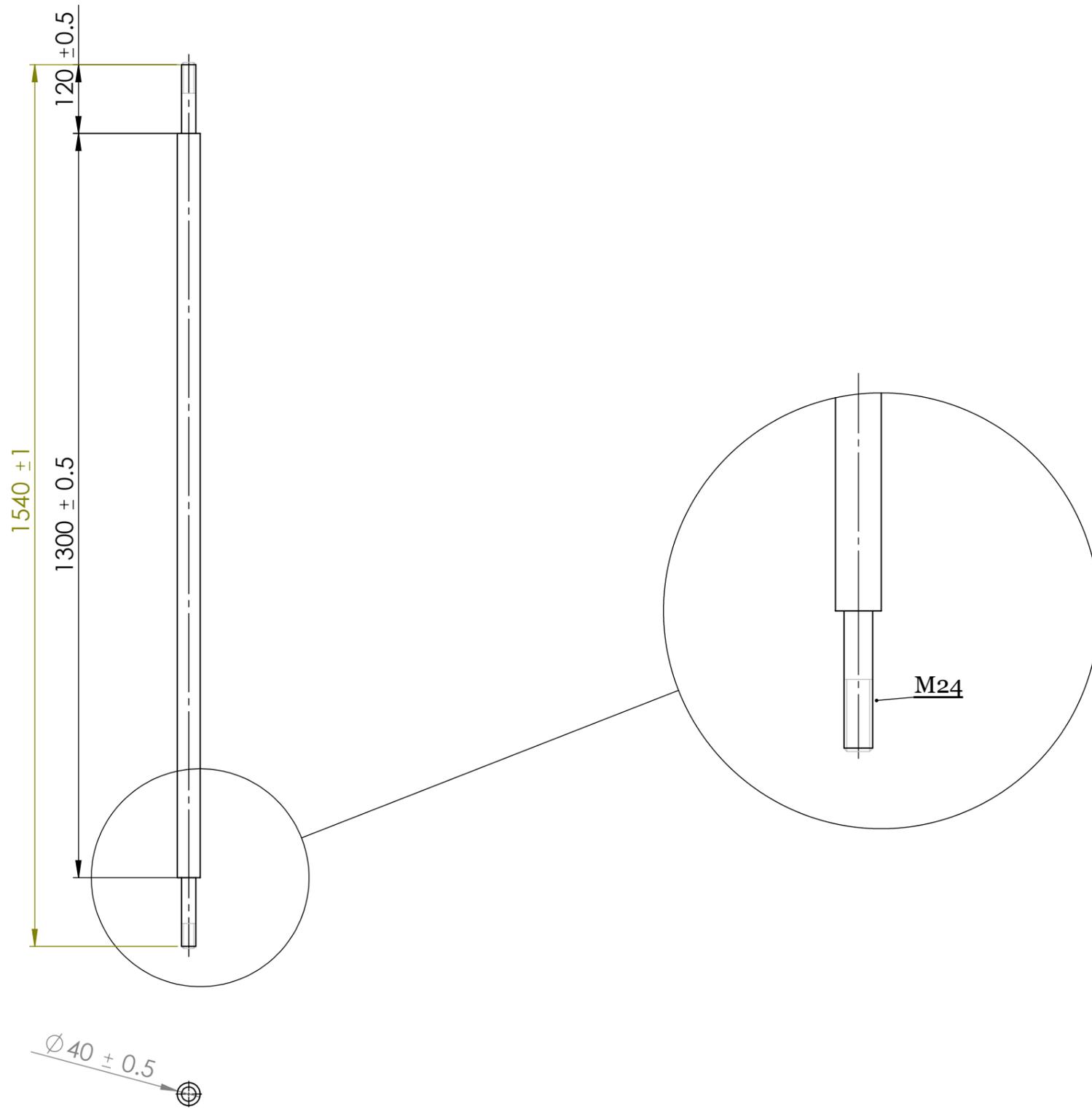
Echelle	Masse		Bati	ENP
1 : 5	47 kg			Dep G.Mecanique
Etudiant	BELMIHOUB Rym	Materiau:Acier		
Enseignant	BELKACEMI Yacine	PFE		



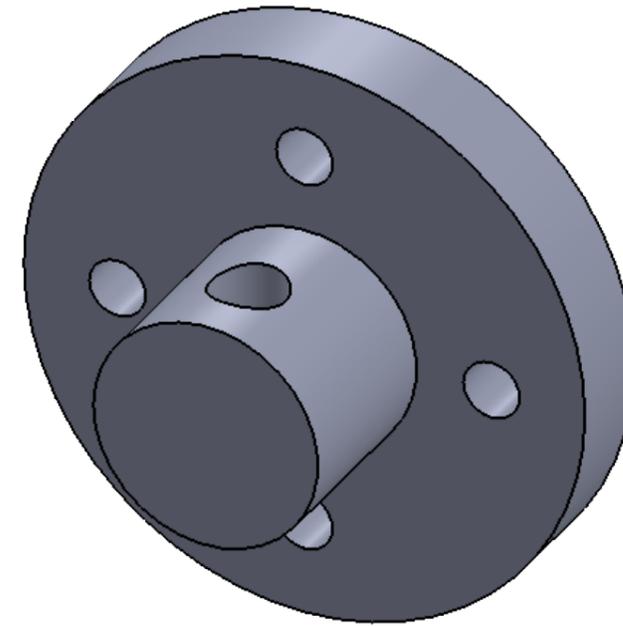
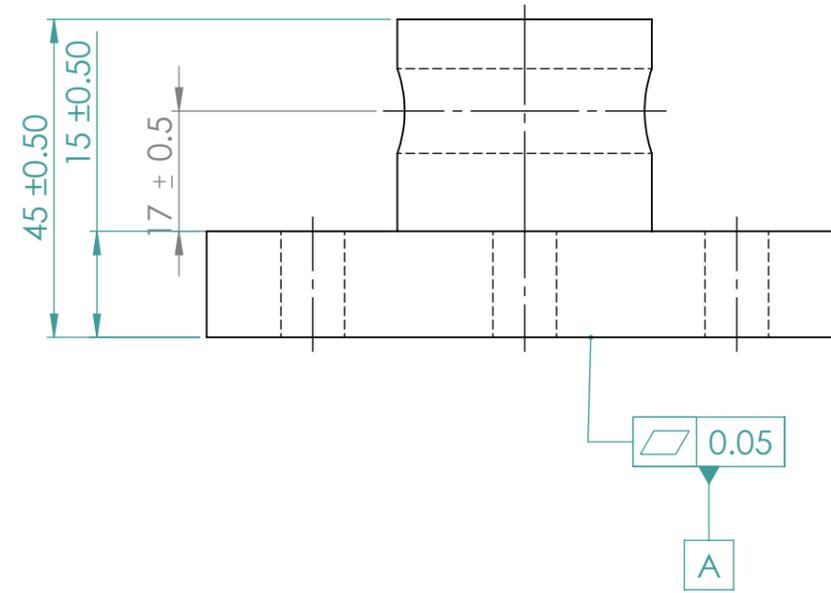
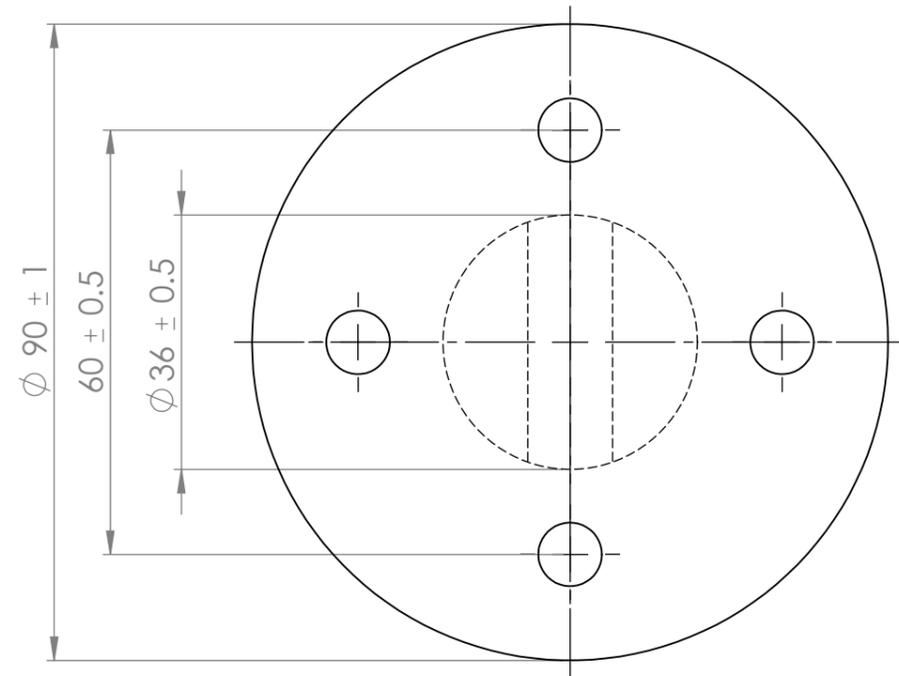
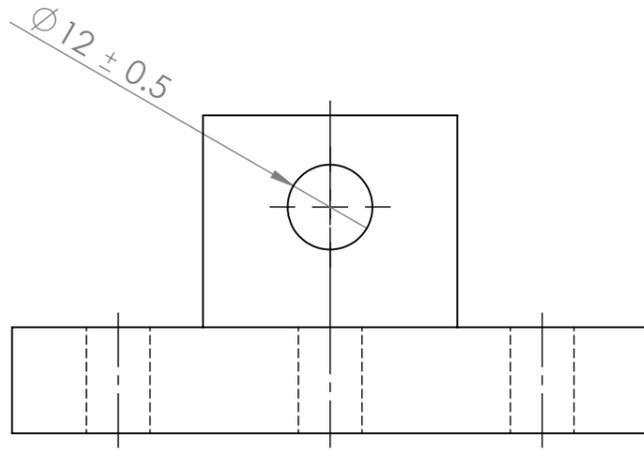
Ecole Nationale Polytechnique				
Echelle	Masse		Bati (Traverse Superieure)	ENP
1 : 5	140 kg			Dep G.Mecanique
Etudiant	BELMIHOUB Rym	Materiau:Acier		
Enseignant	BELKACEMI Yacine	PFE		



Ecole Nationale Polytechnique				
Echelle	Masse		Bati (Traverse Inferieure)	ENP
1 : 6	139 kg			Dep G.Mecanique
Etudiant	BELMIHOUB Rym	Materiau: Acier		
Enseignant	BELKACEMI Yacine	PFE		

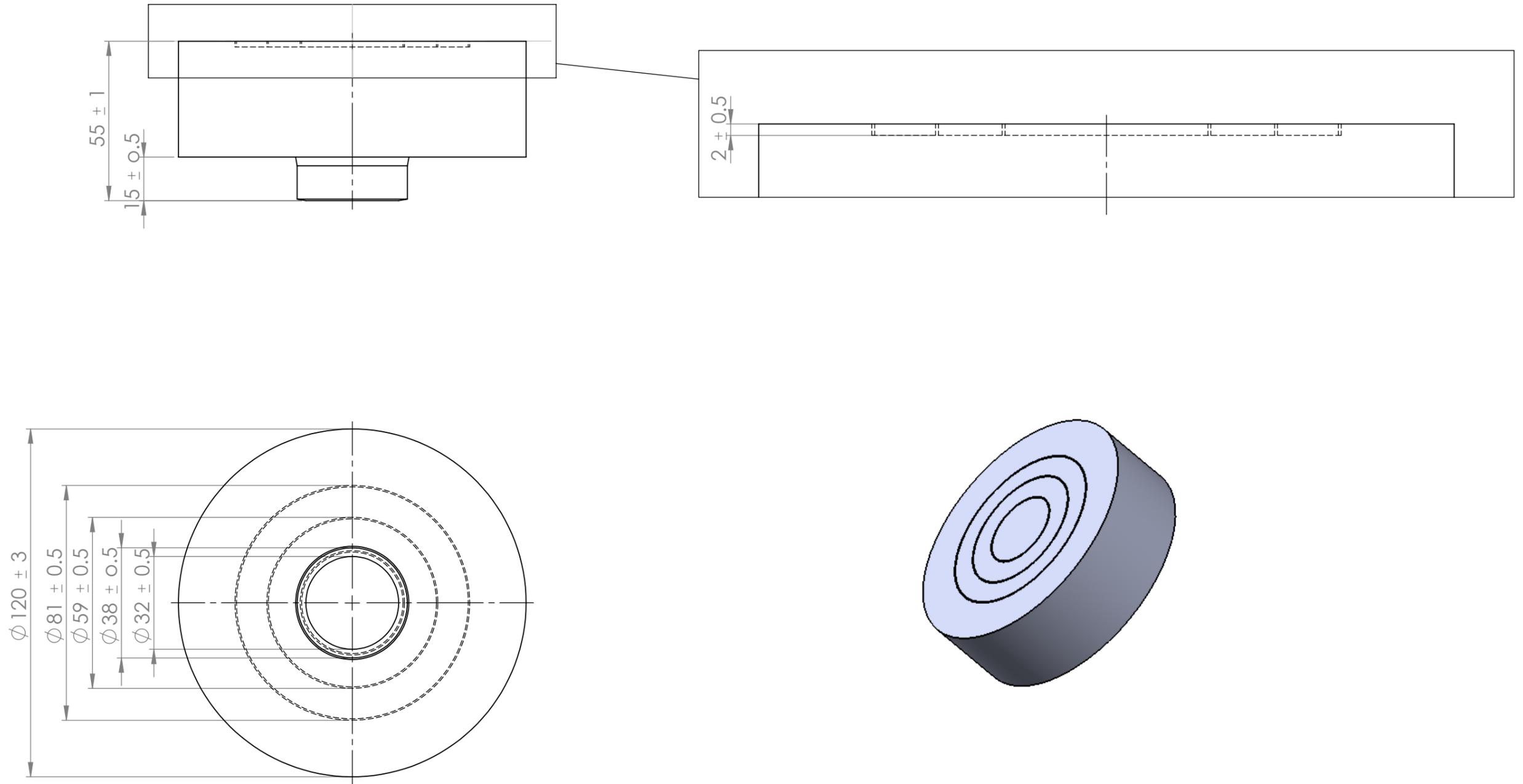


Ecole Nationale Polytechnique				
Echelle	Masse		Barre (Colonne de Guidage)	ENP
1 : 9	4.5 kg			Dep G.Mecanique
Etudiant	BELMIHOUB Rym	Materiau:Aluminium		
Enseignant	BELKACEMI Yacine	PFE		

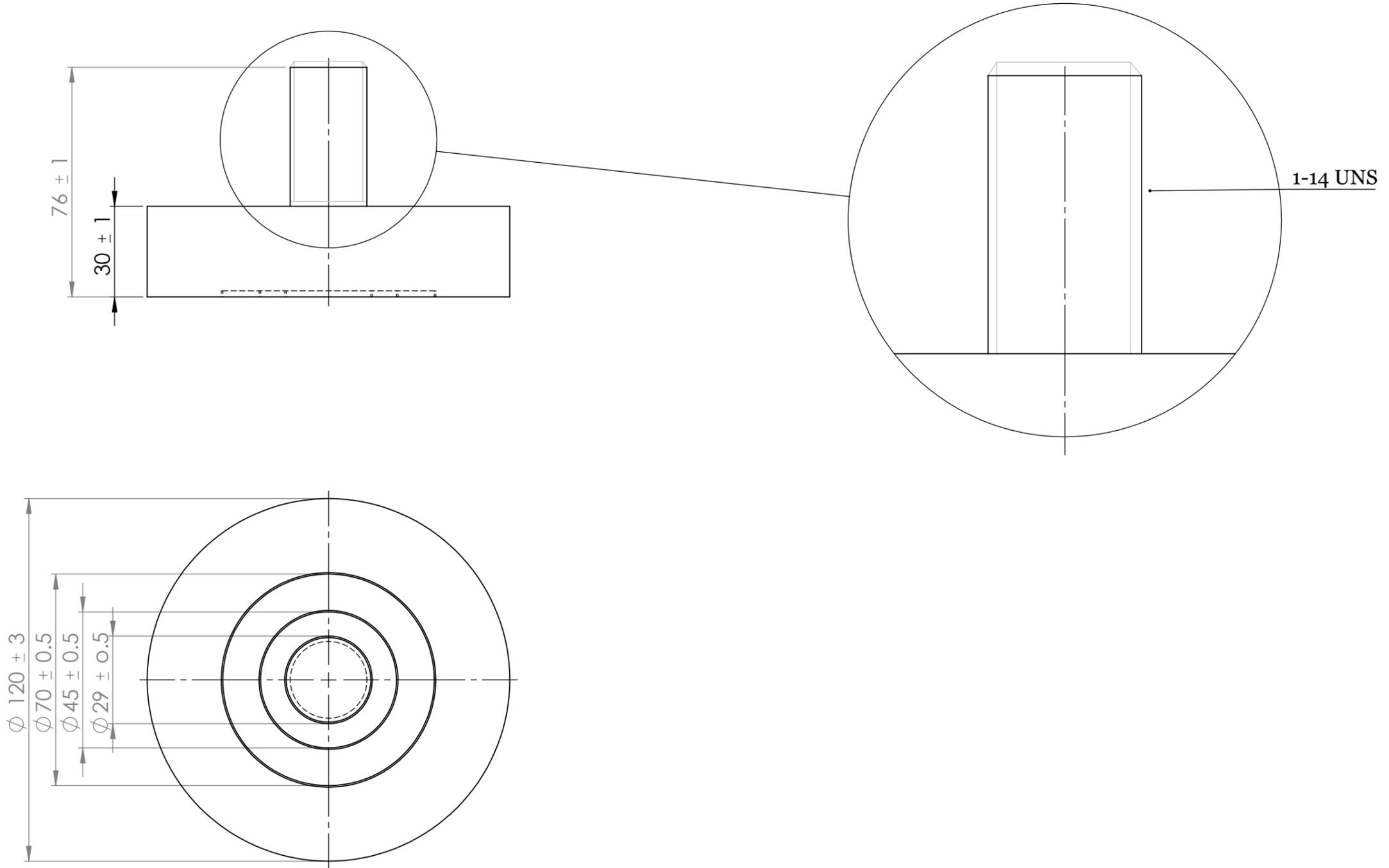


Ecole Nationale Polytechnique

Echelle	Masse		Adaptateur	ENP
1 : 1	1 kg			Dep G.Mecanique
Etudiant	BELMIHOUB Rym	Materiau : Acier (X42Cr14)		
Enseignant	BELKACEMI Yacine	PFE		



Ecole Nationale Polytechnique				
Echelle	Masse		Plateau de compression (P.Inf)	ENP
1 : 1.5	3.5 kg			Dep G.Mecanique
Etudiant	BELMIHOUB Rym	Materiau:Acier X42Cr13		
Enseignant	BELKACEMI Yacine	PFE		



Ecole Nationale Polytechnique				
Echelle	Masse		Plateau de compression (P.sup)	ENP
1 : 1.5	2.6 kg			Dep G.Mecanique
Etudiant	BELMIHOUB Rym	Materiau:Acier X41Cr13		
Enseignant	BELKACEMI Yacine	PFE		