

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE

MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : CONSTRUCTION MÉCANIQUE

PAR :

GAGAOUA SOFIANE

Thème

Étude et conception d'une affuteuse d'outil, à commande numérique

Soutenu le 01 juillet 2019 devant le jury composé de:

Dr. BOUZIDIS	Présidente
Dr. BELLAMRIA	Rapporteur
Mr. HADJOU.M	Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2018-2019

Remerciements

Je remercie avant tout mon dieu le tout puissant de m'avoir donné la foi, la volonté et le courage de mener à bien ce modeste travail.

Je tiens à remercier Monsieur BELAMRI - A et Monsieur HADDI-M d'avoir proposé ce thème. Je remercie également le président et les membres de jurys d'avoir accepté de juger ce modeste travail.

J'adresse mes vifs remerciements à tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à l'élaboration et la réussite de ce présent travail.

Enfin, je ne terminerai pas sans remercier tous les enseignants du Département pour la qualité de leurs cours.

GAGAOUA Sofiane.

Dédicaces

Je dédie ce présent travail :

A mes très chers parents et je souhaite qu'avec une chose aussi modeste j'ai pu les récompenser pour l'amour qu'ils m'ont prodigué, et les sacrifices qu'ils ont consentis.

Mes très chères sœurs Zakia et son marie "Omar", Mina et son marie "Redhouan".

A tous mes amis(es) sans exception (Moussa, Yacine, Rayan, Asmahane, Nour el-houda, Farid, Rédha, Dalila, Athmane, Khalil, Iyes, ...)

A ma famille et mes copains de chambre.

A toute la promotion Master II Construction mécanique (2018-2019).

Sofiane.

Table de matières

Introduction générale

Chapitre I : Généralités sur l'affutage.

I.1. Introduction	02
I.2. Définition de l'affutage	02
I.3. Domaine d'utilisation	02
I.4. Principe de fonctionnement	04
I.5. Définition de l'affuteuse	05
I.6. Les meules	06
I.7. Outils de coupes dans le procédé d'usinage	07
I.7.A. Outils de coupe en fraisage	08
I.7.B. Outils de coupe en perçage	08
I.7.C. Outils de coupe en tournage	09
I.8. La géométrie des outils de coupe	09
I.8.A. Géométrie des forets de perçage	10
I.8.B. Géométrie des fraises	11

Chapitre II : Généralités sur les éléments de machines.

II.1. Introduction	13
II.2. Génération de puissance	13
II.2.A. Les moteurs pas à pas	13
II.2.B. Les électro-broches à roulements à billes	15
II.3. Transmission de puissance	15
II.3.A. Les poulie et courroies	16
II.3.B. Les accouplements	17
II.4. Transformation de mouvement	18
II.4.A. Les vis à billes	19
II.5. Éléments de guidage	20
II.5.A. Éléments de guidages linéaires	20
II.5.A.1. Le guidage par glissement	21
II.5.A.2. Guidage par roulement	21
II.5.A.3. Patin à recirculation de rouleaux ou de billes	22

II.5.B. Éléments de guidages de rotation	22
II.5.B.1. Le guidage par frottement	23
II.5.B.2. Le guidage par éléments roulant	23
II.5.B 3.Définition du roulement	24
Chapitre III : Dimensionnements et calculs.	
III.1. Introduction	26
III.2.Présentation de la machine	26
III.3. Schéma cinématique de la machine	27
III.4. Dimensionnement du Porte meules	27
III.4.A. Choix du l'électro broche	27
III.4.A.1. Calcul du couple nécessaire pour entraîner la meule	28
III.4.A.2. Vitesse angulaire	28
III.4.A.3. Puissance nécessaire	28
III.4.B. Arbre portique des meules	29
III.4.C. Vérification de la résistance de l'arbre en position horizontale	30
III.4.C.1. Condition d'équilibre	31
III.4.C.2. Calcul des moments fléchissant et efforts tranchants	31
III.4.C.3. Calcul du moment de torsion	31
III.4.C.4. Vérification de résistance à la flexion-torsion	32
III.4.D. Vérification de la résistance de l'arbre en position verticale	32
III.4.D.1. Résistance à la traction	33
III.4.D.2. Résistance à la torsion	33
III.4.E. Choix du roulement	34
III.4.E.1. Calcul des charges statiques équivalentes	34
III.4.F. Matériaux du bloc électro broche	35
III.5. Dimensionnement de l'axe U	37
III.5.A. Choix du moteur	37
III.5.A.1. Couple nécessaire pour tourner la masse de l'axe u	38
III.5.A.2. Rapport de réduction nécessaire	38
III.5.B. Vérification de la résistance de l'arbre de l'axe U en position	

horizontale	39
III.5.B.1. Condition d'équilibre	40
III.5.B.2. Calcul des moments fléchissant et efforts tranchants	40
III.5.B.3. Calcul du moment de torsion	40
III.5.B.4. Vérification de résistance à la flexion-torsion	41
III.5.C. Vérification de la résistance de l'arbre de l'axe U en position verticale	41
III.5.C.1. Résistance à la traction	42
III.5.C.2. Résistance à la torsion	42
III.5.D. Choix des roulements	43
III.5.D.1. Calcul des charges statiques équivalentes	43
III.5.E. Choix des courroies et calcul de l'entraxe réel	43
III.6. Dimensionnement de l'axe W	45
III.6.A. Choix du moteur	45
III.6.A.1. Couple nécessaire pour tourner la masse de l'axe W	46
III.6.B. Vérification de la résistance de l'arbre portique d'axe W	46
III.6.B.1. Condition d'équilibre	47
III.6.B.2. Calcul des moments fléchissant et efforts tranchants	48
III.6.B.3. Condition de résistance à la flexion	48
III.6.C. Choix du roulement de guidage de l'axe W	49
III.6.C.1. Calcul des charges statiques équivalentes	49
III.6.D. Choix des courroies et le calcul des entraxes	49
III.6.D.1. Calcul de la longueur de la courroie	49
III.6.D.2. Calcul entraxe réel	50
III.7. Dimensionnement de l'axe Z	51
III.7.A. Choix du moteur	52
III.7.A.1. Calcul du couple nécessaire pour déplacer la charge	53
III.7.B. Diamètre de la vis à bille	54
III.7.C. Choix des patins à recirculation des billes	54
III.8. Dimensionnement de Axe Y	55
III.8.A. Choix du moteur	56

III.8.A.1. Calcul du couple nécessaire pour déplacer la charge	57
III.8.B. Calcul de la longueur de la courroie	57
III.8.C. Diamètre de la vis à bille	58
III.8.E. Choix des patins à recirculation des billes	59
III.9. Partie porte outils	59
III.10. Dimensionnement de l'axe V	59
III.10.A. Choix du moteur	60
III.10.A.1. Couple nécessaire pour tourner la masse de l'axe V	60
III.10.B. Choix du roulement de guidage de l'axe V	61
III.10.B.1. Calcul des charges statiques équivalentes	61
III.10.C. Calcul de la longueur de la courroie	62
III.11. Dimensionnement de l'axe X	63
III.11.A. Choix du moteur	63
III.11.A.1. Calcul du couple nécessaire pour déplacer la charge	64
III.11.B. Diamètre de la vis à bille	64
III.11.C. Choix des patins à recirculation des billes	65
Chapitre IV : Contribution à la mise en œuvre d'une simulation.	
IV.1. Introduction	66
IV.2. Définition de la simulation numérique	66
IV.3. Logiciels de simulation numérique	66
IV.4. La méthode des éléments finis	67
IV.5. Les étapes à suivre pour notre étude de simulation	67
IV.6. Simulation de quelques pièces constituant notre affuteuse à commande Numérique	68
IV.6.A. Simulation du support d'axe U	68
IV.6.A.1. Affectation du matériau	68
IV.6.A.2. Application des conditions aux limites	68
IV.6.A.3. Application des chargements sur le portique d'axe U	69
IV.6.A.4. Le maillage	70
IV.6.A.5. La distribution des contraintes	71
IV.6.A.6. La distribution des déplacements	71

IV.6.A.7. La distribution des déformations	72
IV.6.A.8. La distribution du coefficient de sécurité	73
IV.6.B. Simulation du portique d'axe W	73
IV.6.B.1. Affectation du matériau	74
IV.6.B.2. Application des conditions aux limites	74
IV.6.B.3. Application des chargements	75
IV.6.B.4. Le maillage	75
IV.6.B.5. La distribution des contraintes	76
IV.6.B.6. La distribution des déplacements	77
IV.6.B.7. La distribution des déformations	77
IV.6.B.8. La distribution du coefficient de sécurité	78
IV.6.C. Simulation de l'arbre porteuse des meules	79
IV.6.C.1. Affectation du matériau	79
IV.6.C.2. Application des conditions aux limites	79
IV.6.C.3. Application des chargements	80
IV.6.C.4. Le maillage	81
IV.6.C.5. La distribution des contraintes	81
IV.6.C.6. La distribution des déplacements	82
IV.6.C.7. La distribution des déformations	82
IV.6.C.8. La distribution du coefficient de sécurité	83
IV.7. Remarques et propositions	83
Conclusion générale	
Références bibliographiques.	
Annexe.	

Table des figures

Figure I.1 : affûtage de l'angle de pointe d'un outil de coupe	2
Figure I.2: outils à arrêtes tranchantes dans le domaine de la médecine	3
Figure I.3: outils à arrêtes tranchantes dans le domaine de la menuiserie	3
Figure I.4: affûtage d'un couteau usage générale	4
Figure I.5: principe d'enlèvement de la matière par abrasion	4
Figure I.6: modèle d'une affûteuse à commande numérique	5
Figure I.7: modèle d'une affûteuse manuelle	6
Figure I.8: meules CBN de forme conique	6
Figure I.9: meules de forme plate avec grains de carbone de silicium	7
Figure I.10: quelques outils de coupe utilisés dans l'usinage	7
Figure I.11: quelques modèles de fraises	8
Figure I.12: foret de perçage hélicoïdal	9
Figure I.13: quelques outils de coupe à pastilles utilisé dans tournage	9
Figure I.14: géométrie d'un foret de perçage hélicoïdale	11
Figure I.15: géométrie des outils de coupe pour fraisage	12
Figure II.16: moteur pas à pas et ses composantes	13
Figure II.17: types de moteurs pas à pas, (1) les moteurs à reluctance variable, (2) les moteurs à aimant permanent, (3) les moteurs hybrides.	14
Figure II.18: Vue en coupe d'une électro-broche à roulement	15
Figure II.19: quelques mécanismes de transmission de puissance	16
Figure II.20: mécanisme de transmission de puissance par poulie et courroie	16
Figure II.21: transmission de la puissance d'un moteur pas à pas vers un autre élément avec poulie et courroie crantée	17
Figure II.22: quelques modèles d'accouplements	18

Figure II.23: quelques mécanismes de transformation de mouvement	18
Figure II.24: vue sur une vis à bille par l'extérieure	19
Figure II.25: vue en coupe d'une vis à billes	19
Figure II.26: liaison glissière qui représente un mouvement linéaire	20
Figure II.27: guidage linéaire de l'élément A par rapport à l'élément B par glissements	21
Figure II.28: quelques éléments de guidages par roulements	21
Figure II.29: vue extérieur d'un patin à recirculation de bille sur la gauche de la figure avec une vue de coupe partielle sur la droite de la figure	22
Figure II.30: liaison pivot qui représente le mouvement de rotation	22
Figure II.31: rotation de l'élément 1 par rapport à l'élément 2 sans éléments intermédiaire	23
Figure II.32: guidage d'élément 1 par rapport à l'élément 2 avec l'élément roulant	23
Figure II.33: les constituants d'un roulement à billes	24
Figure II.34: quelques modèles de roulements	25
Figure III.35: vue isométrique de la machine conçue, (P.O) : partie du port outils, (P.M): partie du port meules.	26
Figure III.36: schéma cinématique de la machine	27
Figure III.37: fiche technique du moteur	29
Figure III.38: forme du l'arbre portique des meules	30
Figure III.39: représentation des forces exercées sur l'arbre.	30
Figure III.40: représentation des forces exercées sur l'arbre dans sa position verticale	33
Figure III.41: bloc électro broche	36
Figure III.42: caractéristiques du matériau (356.0-T6 moulage permanent)	36
Figure III.43: l'axe de rotation U	37
Figure III.44: les forces agissantes sur l'arbre	39

Figure III.45: les forces agissantes sur l'arbre de l'axe U en position verticale	41
Figure III.46: l'axe de rotation W	45
Figure 47: les forces agissantes sur le portique d'axe W	47
Figure III.48: montages de mécanisme de réduction par poulies et courroies	51
Figure III.49: l'axe de translation verticale Z	52
Figure III.50: représentation de la distance entre le contre de gravité et la surface de contact.	55
Figure II.51: les éléments en bleu sont on translation suivant Y	56
Figure III.52: rotation du porte mandrin autour de l'axe V	60
Figure III.53: translation du portique d'axe V suivant L'axe X	63
Figure IV.54: un schéma qui représente les étapes de la simulation avec logiciel SOLIDWORKS	67
Figure IV.2: présentation de modèle 3d du portique d'axe U	68
Figure IV.3 : Application des conditions aux limites à l'axe port touret	69
Figure IV.4 : Application des chargements sur le support	70
Figure IV.5 : Application du maillage au support d'axe U	70
Figure IV.6: La distribution des contraintes de Von Mises dans le support d'axe U	71
Figure IV.7: La distribution des déplacements dans le support d'axe U	72
Figure IV.8: La distribution des déformations dans le châssis.	72
Figure IV.9: La distribution des coefficients de sécurité	73
Figure IV.10: model 3D du portique d'axe W	74
Figure IV.11 : Application des conditions aux limites sur le portique d'axe W	74
Figure IV.12 : Application des chargements sur le portique	75
Figure IV.3: Le maillage du portique d'axe W	76
Figure IV.14: La distribution des contraintes de Von Mises dans le portique d'axe W	76

Figure IV.15: La distribution des déplacements dans le portique d'axe W	77
Figure IV.16: La distribution des déformations dans le portique d'axe W	78
Figure IV.17: La distribution des coefficients de sécurité dans le portique d'axe W.	78
Figure IV.18 : modèle géométrique de la pièce a simuler	79
Figure IV.19 : Application des conditions aux limites sur	80
Figure IV.20: Application des chargements sur l'arbre	80
Figure IV.21: Le maillage de l'arbre	81
Figure IV.22: la distribution des contraintes de Von mises en MPa	81
Figure IV.23: La distribution des déplacements en (mm) dans l'arbre	82
Figure IV.24: La distribution des déformations dans l'arbre	82
Figure IV.25: La distribution des coefficients de sécurité dans l'arbre	83

Introduction générale

Introduction générale

Dans Ces dernières année on constate une grande concurrence entre les fabricant des pièces mécanique pour dominer le marché qui demande de plus en plus une grande quantité dans une petit durée, Ce qui les a poussé a changer les méthodes de fabrication conventionnelles avec des méthodes et des machines de fabrication à commandes numérique afin de satisfaire les demandes du marché.

Par conséquent, fabriquer plus c'est consommé plus de matières premières ainsi les outils de coupes utilisé, pour ce qui concerne les outils de coupes ils ont trouvé comme solution l'affutage manuelle afin de minimiser les pertes dans ce coté, mais ce n'était pas une solution efficace en ce qui concerne le coté du temps, pour cela ils ont intégré la commande numérique dans le domaine d'affutage qui a donné naissance a des affuteuses a commandes numérique.

Le besoin et le manque de fabrication des affuteuses a commande numérique dans notre pays, nous amènes dans notre projet de fin d'études à s'intéresser à la conception d'une affuteuse d'outils de coupe a 6 axes, ayant trois mouvements de translation selon les axes (X, Y et Z) et trois mouvement de rotation autour des axes (U, V et W) , ensuite piloter ce système par une commande numérique. Cette fraiseuse destiner à l'affutage des forets hélicoïdaux de perçages et les fraises hélicoïdales dont leur diamètre maximal ne dépasse pas 100mm.

Dans ce travail on va travailler sur la conception d'un premier prototype en étudiant les systèmes de guidages selon les 6 axes, on expliquant les procédures suivies pour le choix de quelques éléments de machine ainsi quelques calculs pour la détermination des dimensions de quelques pièces qui constitue notre machine.

Pour cela nous répartissions ce travail en quatre (04) chapitres :

Chapitre I : Généralité sur l'affutage.

Chapitre II : Généralités sur les éléments de machines.

Chapitre III : Dimensionnements et calculs.

Chapitre IV : Contribution à la mise en œuvre d'une simulation.

Enfin, nous terminerons par une conclusion générale qui va récapituler tous les points essentiels de notre étude.

Chapitre I : Généralités sur l'affûtage.

I.1. Introduction

Dans ce premier chapitre, on va donner une idée générale sur le domaine d’affûtage en définissant l’opération d’affûtage avec son principe de fonctionnement, ses domaines d’utilisation, la machine sur laquelle s’effectue l’opération d’affûtage et les outils utilisés lors de cette opération. Puis on va donner une définition globale sur les outils de coupe utilisés dans l’usinage en expliquant en parallèle la géométrie de ces outils.

I.2. Définition de l’affûtage

Affûtage, ou bien aiguisage est une opération d’enlèvement de matière par abrasion qui consiste à donner ou rendre à la lame d’un outil de coupe son tranchant utile (figure I.1), il doit être effectué une fois à la fabrication de l’outil et chaque fois que la lame de l’outil est endommagée, coupe mal, déchire et détruit les fibres de la pièce coupée, ce qui génère un mauvais état de surface.[1]

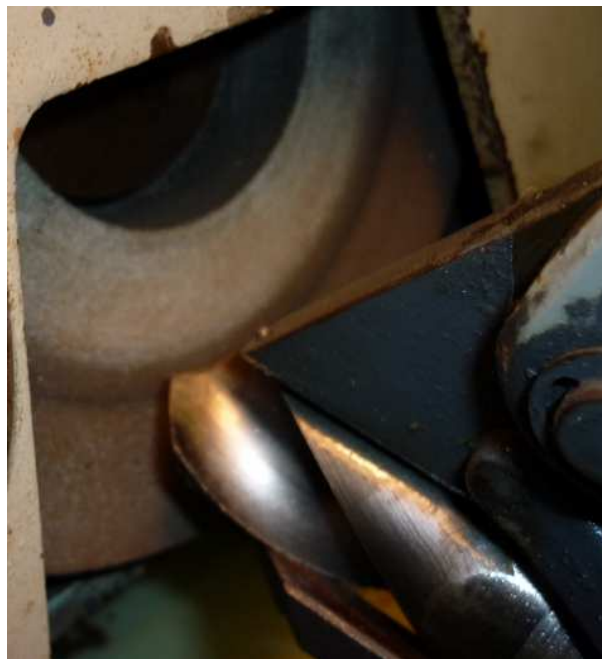


Figure I.1 : affûtage de l’angle de pointe d’un outil de coupe [2]

I.3. Domaine d’utilisation

L’opération d’affutage est intégré dans plusieurs domaines, dans la mécanique afin d’affuter les outils de coupe tels que les fraises et les forets, dans la médecine afin d’affuter les différents outils qui contiennent une partie tranchante utilisée dans les opérations chirurgicales tels que les ciseaux et les outils de coupe utilisés en médecine (figure I.2).

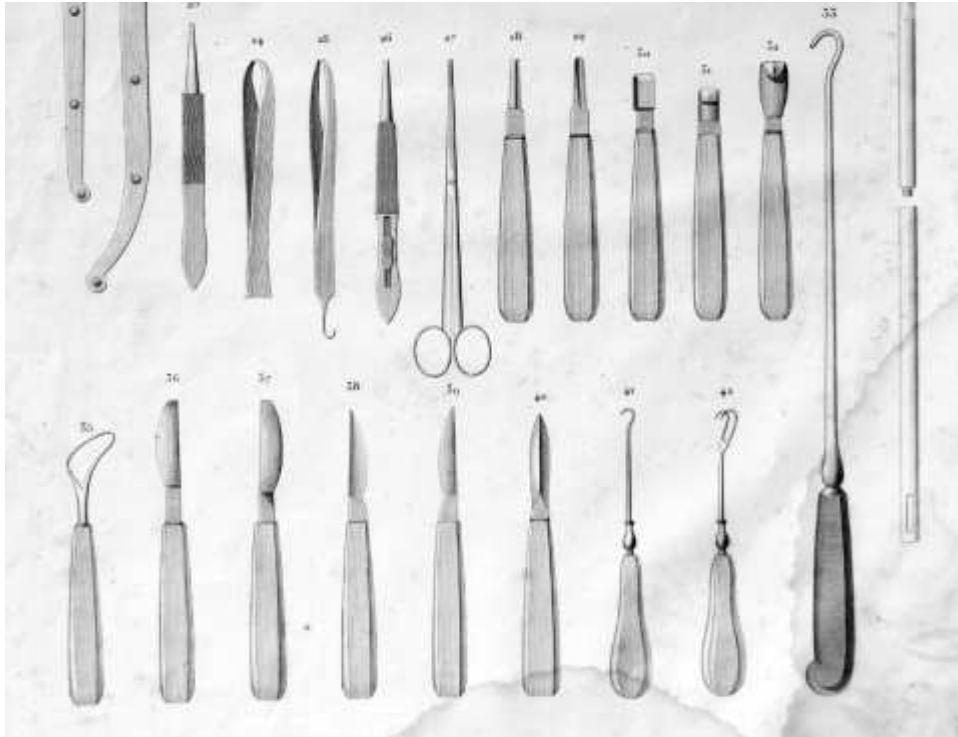


Figure I.2: outils à arrêtes tranchantes dans le domaine de la médecine [3]

Aussi pour affûter les parties tranchantes des différents outils utilisés dans la menuiserie (figure I.3).



Figure I.3: outils à arrêtes tranchantes dans le domaine de la menuiserie [4]

Et l’usage générale tel que l’affûtage des haches et des couteaux (figure 4).



Figure I.4: affûtage d’un couteau à usage générale

I.4. Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnements de cette opération est l’enlèvement de matière par abrasion (figure I.5), pour cette opération l’outil qui contient la partie abrasive doit être en mouvement de rotation pour assurer l’enlèvement de matière.

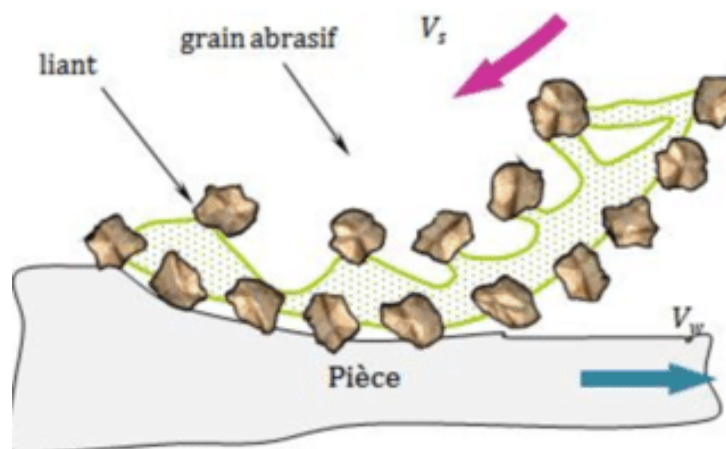


Figure I.5: principe d’enlèvement de matière par abrasion [5]

Lorsque l’outil qui contient la partie abrasive sera en contact avec la partie tranchante de l’outil de coupe à affûter, chaque particule de la partie abrasive enlève une partie de la surface de la partie tranchante et se comporte comme un outil de coupe. [6]

I.5. Définition de l’affûteuse

L’affûtage se fait sur une machine appelée l’affûteuse, c’est cette machine qui supporte et fait tourner la meule, aussi supporte et positionne l’outil de coupe à affûter d’une façon juste pour assurer une opération d’affutage correcte. [7]

Il existe plusieurs modèles d’affûteuses soit pour les affuteuses à commande numérique (figure I.6)



Figure I.6: modèle d’une affuteuse à commande numérique [8]

Ou bien les affuteuses conventionnelles ou manuelles (figure I.7), chacune est utilisée selon les parties tranchantes de l’outil de coupe qu’elle peut affûter.



Figure I.7: modèle d'une affûteuse manuelle [9]

I.6. Les meules

Les meules sont considérées comme des outils de coupe qui permettent l'enlèvement de matière lors de l'opération d'affûtage, elle ne contient pas de parties tranchantes mais leur partie abrasive assure l'enlèvement de matière [1].

Généralement elles sont d'une forme ronde animées d'un mouvement de coupe, il existe plusieurs types de meules selon les composants de sa partie abrasive comme les meules CBN (figure I.8)



Figure I.8: meules CBN de forme conique

Il y’a aussi les meules en diamant pour le dressage en carbure de silicium (figure I.9). et le choix d’une meule pour l’affûtage se fait selon les conditions suivantes :

- Le matériau de l’outil de coupe à affûter
- La géométrie de l’outil de coupe à affûter



Figure I.9: meules de forme plate avec grains de carbone de silicium

I.7. Outils de coupes dans le procédé d’usinage

Le procédé d’usinage consiste à la fabrication des pièces par enlèvements de matière, ce procédé se décompose en plusieurs opérations possibles tels que le fraisage, le tournage, le perçage...etc.

Pour réaliser ces opérations, on utilise un outil de coupe qui assure l’enlèvement de matière avec sa partie tranchante (figure I.10).



Figure I.10: quelques outils de coupe utilisés dans l’usinage [10]

Ces outils de coupe diffèrent d’une opération à une autre du côté de la géométrie de l’outil et la pièce à usiner et du côté du principe de fonctionnement de l’opération, des outils qui tournent par rapport à la translation de la pièce et des autres qui se translate par rapport à la rotation de la pièce qu’on veut usiner, c’est ce que on va voir ci-dessous.

I.7.A. Outils de coupe en fraisage

Pour le fraisage on utilise les fraises comme outils de coupe, ce sont des outils de coupe tournants sachant que dans l’opération de fraisage le mouvement de coupe est donné à l’outil de coupe, et le mouvement d’avance est donné à la pièce.

Il Existe plusieurs modèles de fraises (figure I.11) et le choix du modèle dépend de l’opération à réaliser, parmi ces modèles on trouve les fraises 2T, les fraises 3T pour la réalisation des rainures de clavète, les fraises mère pour tailler les pignons ... etc.



Figure I.11: quelques modèles de fraises

I.7.B. Outils de coupe en perçage

Pour le perçage on utilise des outils de coupe tournant comme les forets hélicoïdaux, les alésoirs ...etc.

Dans l’opération de perçage souvent le mouvement de coupe et le mouvement d’avance sont donnés à l’outil de coupe et la pièce reste fixe par rapport à l’outil.

Les forets hélicoïdaux (figure I.12) ressemblent aux fraises utilisés dans le fraisage mais la géométrie de ces dernières, diffère de celles des forets.



Figure I.12: foret de perçage hélicoïdal [11]

I.7.C. Outils de coupe en tournage

Les outils de coupe utilisés dans le tournage sont généralement des outils de coupe fixes tels que les outils monoblocs, les outils à pastilles brasées ou bien à pastilles montées (figure I.13), car dans le cas du tournage le mouvement de coupe est donné à la pièce et le mouvement d'avance est donné à l'outil de coupe.



Figure I.13: quelques outils de coupe à pastilles utilisé dans tournage [12]

I.8. La géométrie des outils de coupe

Les outils de coupe sont classés selon deux catégories, les outils de coupe mono bloc qui sont les outils de coupe qui contiennent la partie tranchante intégrée dans le corps de l'outil de coupe. C'est la catégorie des outils qu'on affine généralement pour ne pas changer cet outil à cause d'une simple usure de la partie tranchante.

La deuxième catégorie ce sont les outils de coupe à pastille, la partie tranchante se trouve dans les pastilles, ces pastilles ont une durée de vie précise et lors de l'usure de la partie

tranchante on ne va pas changer tout l’outil mais juste la pastille, c’est le nouveau modèle le plus utilisé dans l’usinage pour le moment car il est plus économique.

Comme précédemment cité, pour chaque procédé on utilise des outils de coupe qui lui convient, la géométrie de l’outil de coupe joue un rôle important dans l’opération d’usinage qu’on veut effectuer, cette géométrie dépend du matériau qu’on veut usiner, l’état de surface qu’on veut avoir, la géométrie de la pièce qu’on veut usiner et la géométrie qu’on veut former sur la pièce ...etc.

I.8.A. Géométrie des forets de perçage

On distingue 3 parties importantes dans la géométrie des forets de perçage (figure I.14), une partie standard pour tous les outils de coupe est appelé la queue de l’outil, c’est la partie par laquelle on maintien l’outil dans le mandrin, des fois on la trouve sous la forme d’un cylindre droit ou bien conique selon le mandrin dans laquelle elle sera fixée. [13].

La partie taillée de l’outil est la partie qui se situe entre la queue et la pointe du foret, cette partie contient :

- des goujures avec une épaisseur bien précise, ces goujures suivent une forme d’hélice avec un angle par rapport à l’axe de l’outil le long de la partie utile, ces goujures servent de chemin de dégagement des copeaux lorsque de l’usinage et aussi un chemin pour les fluides de lubrification.
- la partie en dépouille avec une profondeur et une épaisseur bien précise et un angle précis permet au foret de ne pas talonner, c’est la partie située entre les goujures, cette partie permet de réduire la friction entre le foret et la surface du trou percé.

La pointe de l’outil avec un angle spécifié influe sur la facilité de pénétration et c’est la partie située tout en bas de l’outil, c’est la première partie qui sera en contact avec la pièce lors du perçage, l’angle de cette pointe dépend du matériau de la pièce percée, l’angle de la pointe s’agrandie avec la diminution de la dureté de l’outil.

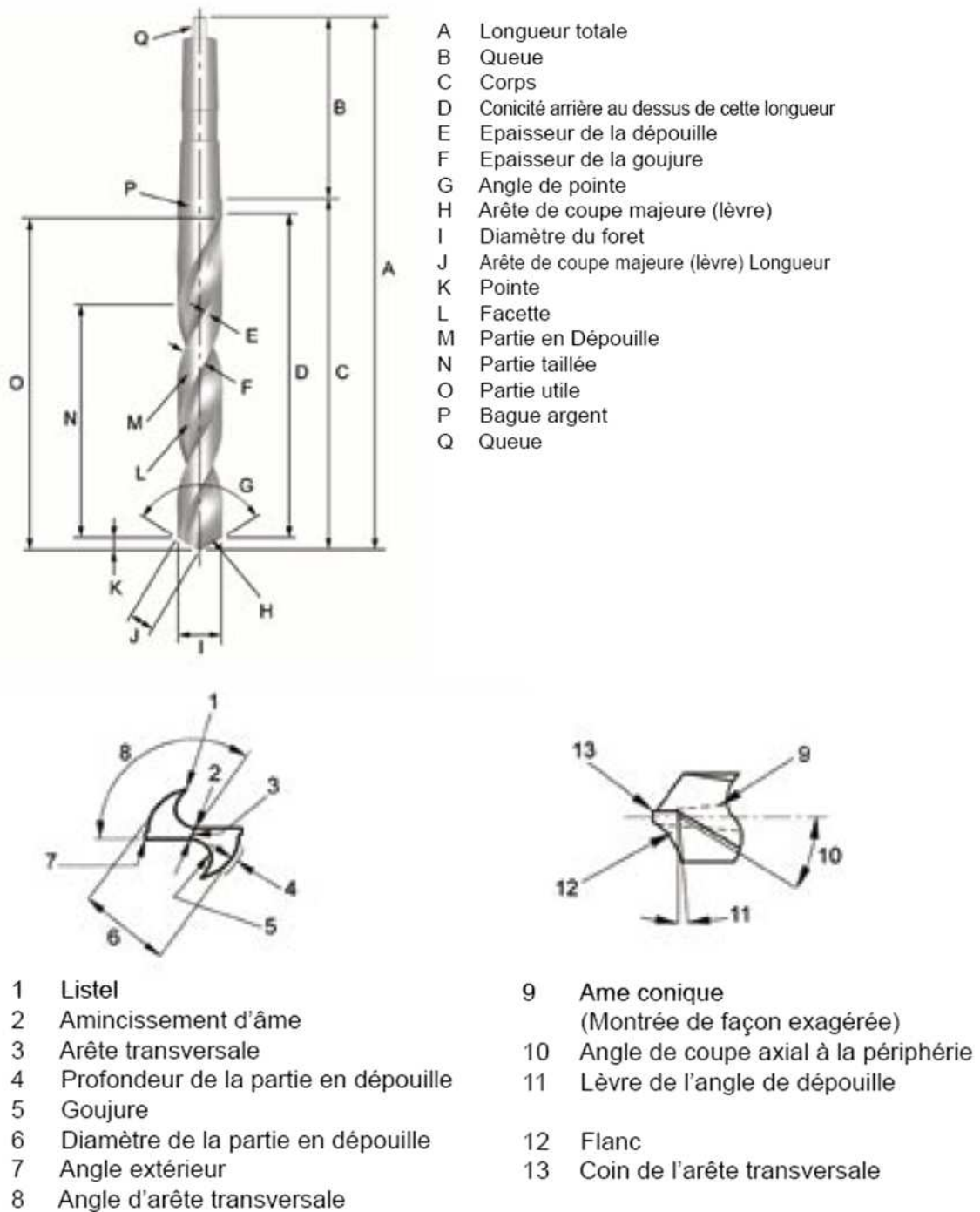


Figure I.14: géométrie d'un foret de perçage hélicoïdale

I.8.B. Géométrie des fraises

Comme pour le foret de perçage, les fraise contiennent une partie pour le maintien de l'outil qui s'appelle la queue, aussi une partie de coupe qui contient des goujures qui suivent une forme d'hélice le long de la partie de coupe, l'angle d'hélice dépend de l'opération, l'angle d'hélice s'agrandit lors de l'opération de finition et sera réduit lors des opérations d'ébauche (figure I.15).

Les dents séparées par les goujures de la fraise sont composées de :

- L’arrête de coupe de la dent, elle est la responsable de l’enlèvement de matière, cette arrête est définie par un angle de coupe bien défini elle dépend de la dureté de la matière usiné, l’angle s’agrandie avec la diminution de la dureté du matériau à usiner.
- La dépouille avec un angle précis pour diminuer la friction entre l’outil et la surface d’usinage aussi pour augmenter la résistance de la dent lors de l’usinage.
- La contre dépouille ou bien l’angle de dégagement avec un angle précis pour laisser un espace suffisant au coupeaux pour que ce dernier ne se colle pas à la surface de la pièce après leur formation.

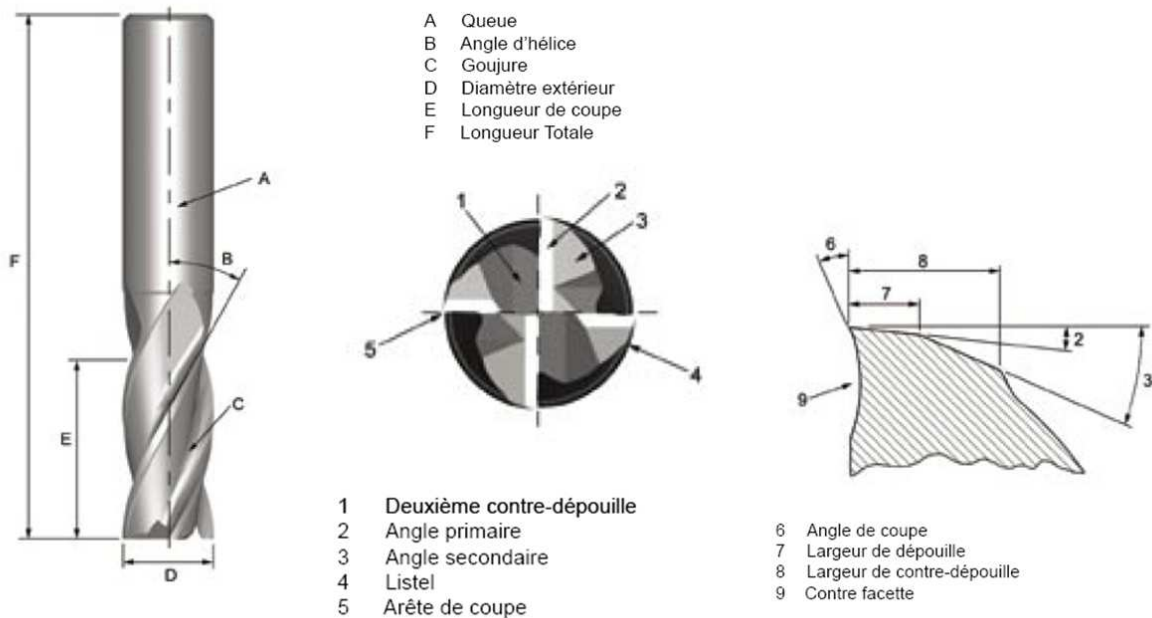


Figure I.15: géométrie des outils de coupe pour fraisage

Chapitre II : Généralités sur les éléments de machines.

II.1. Introduction

Dans ce chapitre on va définir les différents éléments de génération de puissance utilisés dans notre machine, aussi les mécanismes de transmission choisis, ainsi les mécanismes de transformation de mouvements et les éléments de guidage soit pour mouvement de rotation ou bien translation utilisée dans la machine qu'on a conçu.

II.2. Génération de puissance

Pour faire fonctionner une machine, on a besoin d'une source de puissance et d'énergie, cette puissance dans les machines mécaniques est générée par des moteurs électriques qu'on transmet vers les différents organes avec des mécanismes de transmission et transfert de puissance.

Les moteurs électriques sont des machines qui transforment l'énergie électrique en énergie mécanique, il existe plusieurs types de moteurs électriques tels que les moteurs asynchrone, les moteurs pas à pas, les servomoteurs... etc.

Pour notre machine on a utilisé deux types de moteurs, pour le fonctionnement des axes on a choisi les moteurs pas à pas et pour la rotation des meules on a choisi une électro-broche à roulements à billes.

II.2.A. Les moteurs pas à pas

Les moteurs pas à pas sont utilisés pour les positionnements angulaires précis qui peuvent arriver à 400 pas (figure II.1), Ces derniers permettent de convertir directement un signal électrique numérique en un positionnement angulaire de caractère incrémental, il permet donc un positionnement précis sans boucle d'asservissement (via potentiomètre, codeur ...).

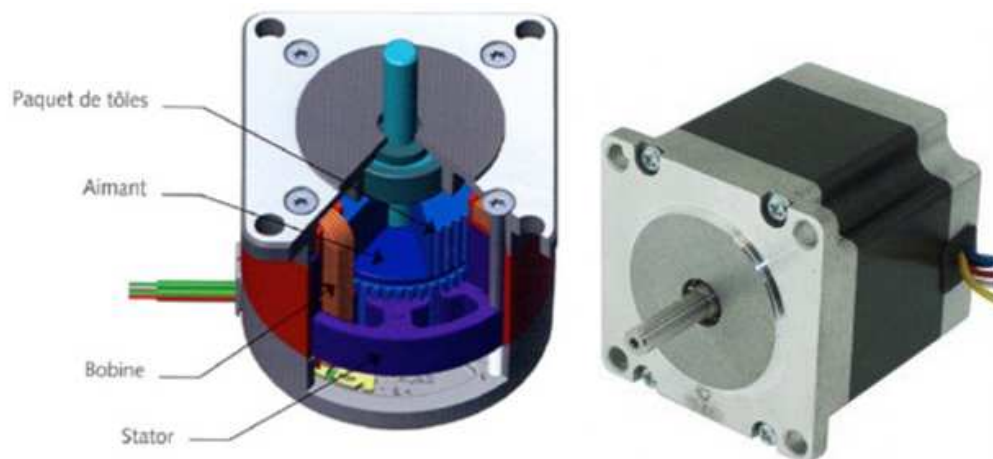


Figure II.1: moteur pas à pas et ses composants

Un moteur pas à pas est caractérisé par sa résolution ou encore son nombre de pas par tour, Il peut avoir une valeur comprise entre $0,9^\circ$ et 90° . Les valeurs les plus couramment rencontrées sont :

- $0,9^\circ$: soit 400 pas par tour.
- $1,8^\circ$: soit 200 pas par tour.
- $3,6^\circ$: soit 100 pas par tour.
- $7,5^\circ$: soit 48 pas par tour.
- 15° : soit 24 pas par tour.

On distingue 3 groupes de moteur pas à pas (figure II.2) :

- les moteurs à aimant permanent (2)
- les moteurs à reluctance variable (1)
- les moteurs hybrides (3)

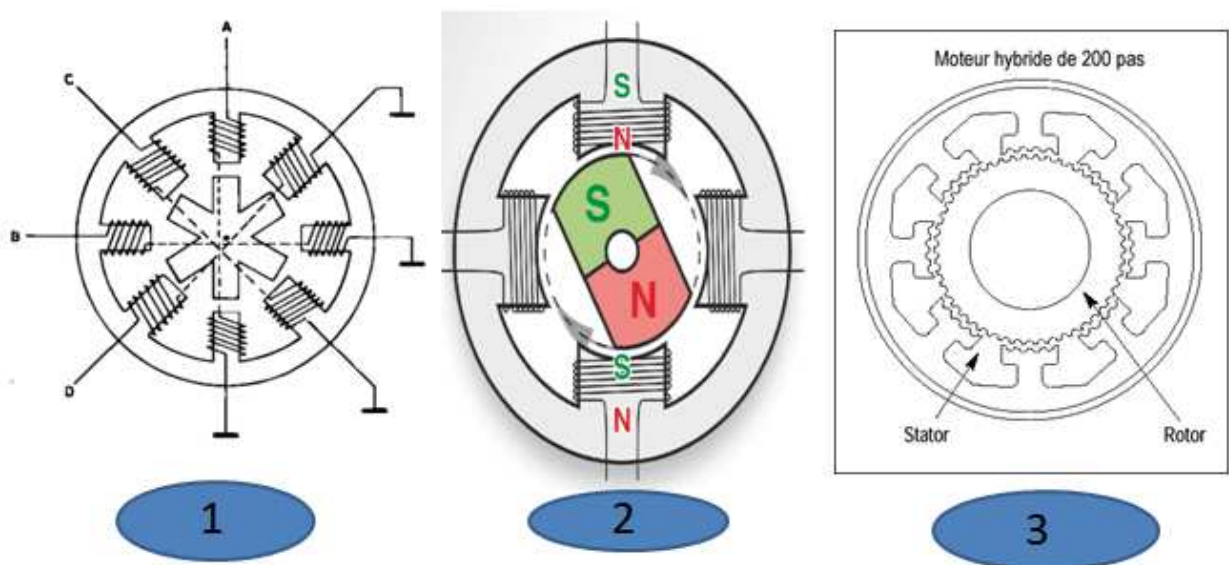


Figure II.2: types des moteurs pas à pas, (1) les moteurs à reluctance variable, (2) les moteurs à aimant permanent, (3) les moteurs hybrides.

II.2.B. Les électro-broches à roulements à billes

Une électro-broche (figure II.3) est un élément de génération de puissance utilisé dans les machines-outils qui nécessitent une grande vitesse de rotation avec un couple important, Les moteurs utilisés pour ces électro broches sont le plus souvent de type Asynchrone à commande vectorielle, et le guidage en rotation du rotor de cette électro broche est assuré par le palier de la broches avec des roulements à bille comme éléments de guidage.

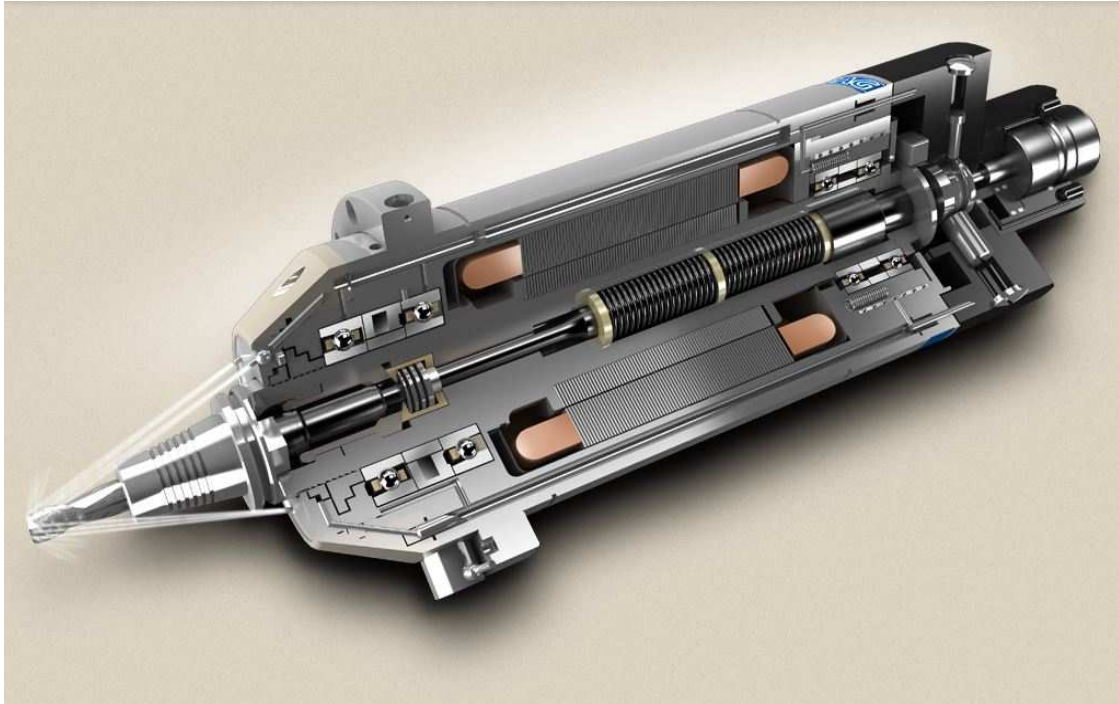


Figure II.3: Vue en coupe d'une électro-broche à roulement [14]

II.3. Transmission de puissance

Pour transmettre les différents mouvements et puissances à partir des éléments générateurs vers les éléments récepteur , on utilise différents mécanismes de transmission de puissance soit par contact direct entre les éléments qui constitue ce mécanisme tels que les engrenages, les accouplements directes entre les éléments de ce mécanisme et plusieurs autres, ou bien à transmission par distance entre les éléments constituent ce mécanisme avec des éléments intermédiaire tel que les poulies et courroies, les roues dentée et les chaines ... etc., (figure II.4)

Dans notre machine on a utilisé deux mécanismes principaux pour transmettre les puissances des moteurs vers les organes récepteurs, la transmission par poulie et courroie et les accouplements.



Figure II.4: quelques mécanismes de transmission de puissance [15]

II.3.A. Les poulies et courroies

La transmission par poulie et courroie est utilisée dans les cas d’une longue distance entre l’arbre menant et l’arbre mené, dans ce mécanisme on peut garder la même vitesse de rotation ou bien la modifier, aussi on peut augmenter le couple selon un rapport de transmission (figure II.5).

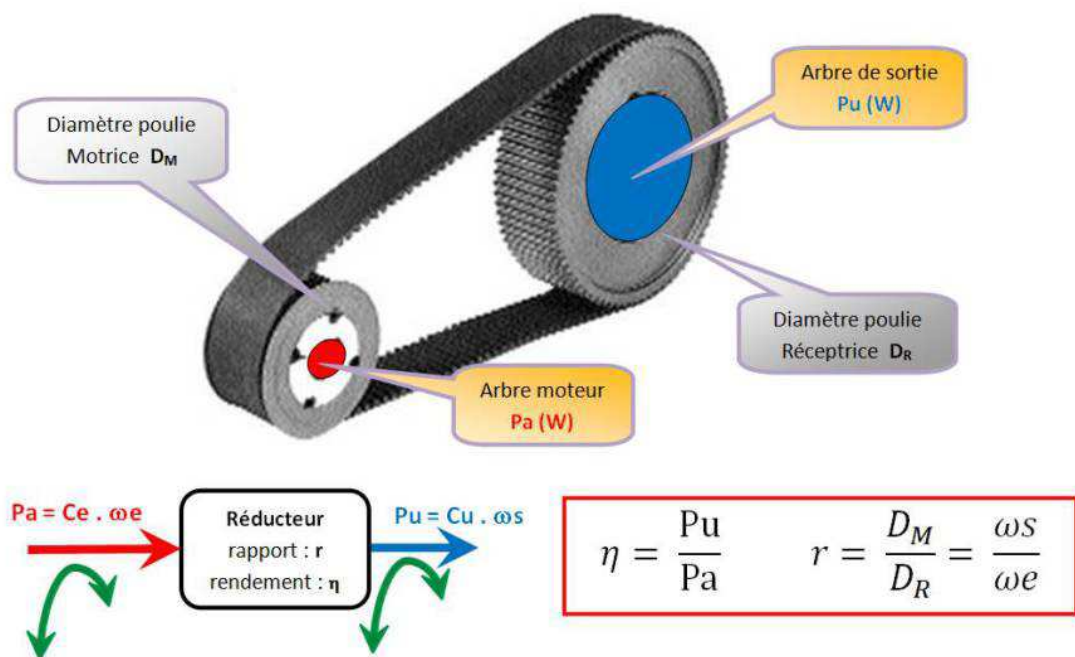


Figure II.5: mécanisme de transmission de puissance par poulie et courroie [16]

Le principe de fonctionnement de ce mécanisme est de relier les arbres avec des poulies de diamètre connu, et en utilisant un lien flexible qui est la courroie pour transmettre le mouvement de la poulie motrice vers la poulie réceptrice.

Parmi les types de courroie les plus utilisés sont des courroies plates et des courroies trapézoïdales et les courroies rondes, la forme de la courroie dépend de la forme de la poulie, ces courroies absorbent les vibrations et sont efficaces pour une transmission avec moins de bruit avec un rendement qui dépasse 90% surtout pour le cas des poulies et courroie crantée, (figure II.6).

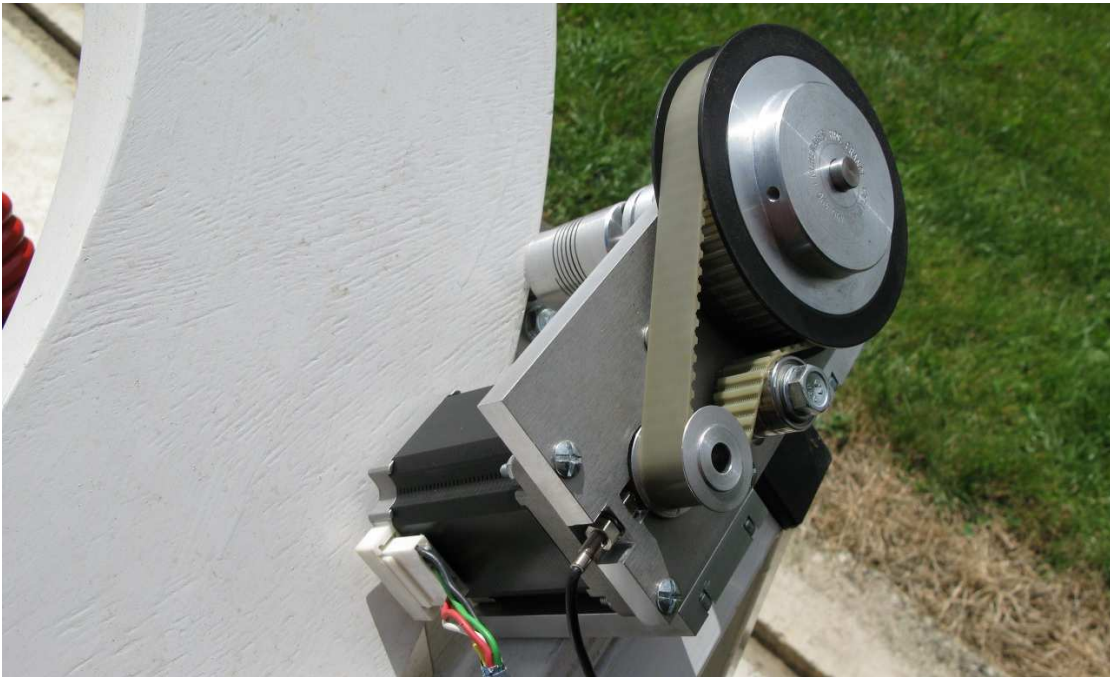


Figure II.6: transmission de la puissance d'un moteur pas à pas vers un autre élément avec poulie et courroie crantée

II.3.B. Les accouplements

Les accouplements peuvent être définis comme un dispositif mécanique qui relie un arbre tournant avec un autre pour transmettre le mouvement de rotation de l'arbre moteur vers le récepteur.

Les accouplements sont des connecteurs permanents, généralement on utilise ces dispositifs pour relier deux arbres en position coaxiale avec une petite distance entre elles comme le cas des arbres des moteurs avec les arbres réceptrices des réducteurs de vitesses afin de faire fonctionner les différents éléments de la machine .

Il existe plusieurs modèles d'accouplement (figure II.7), dans le cas où les arbres sont en position coaxiale on utilise deux types d'accouplements, soit les accouplements rigides ou bien les accouplements flexibles.



Figure II.7: quelques modèles d'accouplements [17]

II.4. Transformation de mouvement

Dans la mécanique souvent on a besoin d'une forme de mouvement d'un organe différente à la forme du mouvement généré par l'organe générateur de puissance, dans ce cas on utilise des mécanismes spécifiques pour transformer ce mouvement soit d'un mouvement rotatif vers un mouvement de translation ou bien le contraire, parmi ces mécanismes (figure II.8) existant on trouve les bielle manivelle, les crémaillères, mécanisme de vis-écrou comme celui qu'on a utilisé dans notre machine pour garantir la translation des axes.

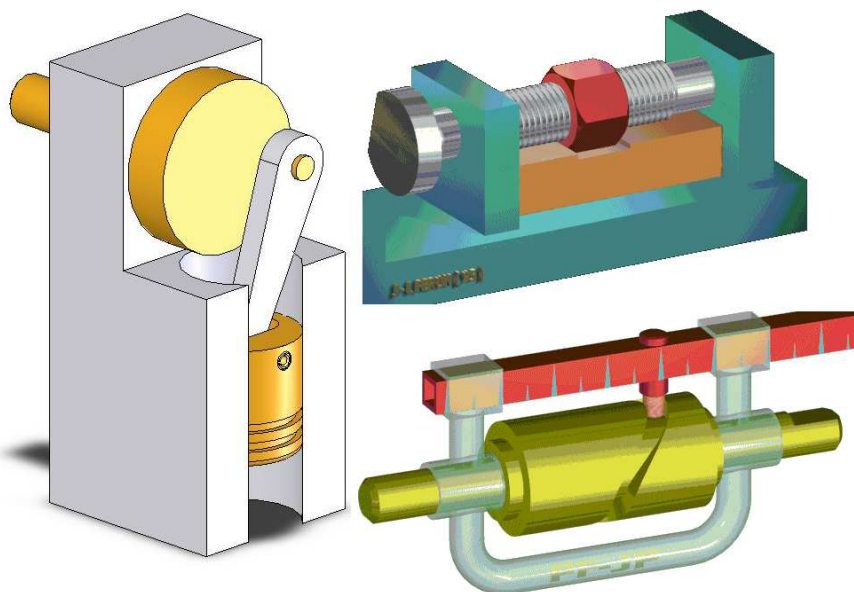


Figure II.8: quelques mécanismes de transformation de mouvement

II.4.A. Les vis à billes

Les vis à billes sont basées sur le mécanisme de transformation du mouvement vis-écrou avec une série de billes qui circule entre les filets de la vis et l'écrou (figure II.9).



Figure II.9: vue sur une vis à billes par l'extérieure [18]

Le filet de la vis et l'écrou à billes ont une forme d'un semi cercle par rapport au profilé de la vis et l'écrou conventionnel qui porte un filet de forme triangle ou bien trapézoïdale...etc.

La rotation de l'écrou pousse les billes dans le vide qui se situe entre l'écrou et la vis elle se collecte à la fin de la trajectoire et elle re-circule dans un cycle infini (figure II.10). [20].



Figure II.10: vue en coupe d'une vis à billes [19]

Les vis à billes supporte de grandes vitesses qui peuvent arriver à 10m/min aussi elles ne générèrent pas de chaleur car la friction entre la vis et la bille est annulée grâce aux billes.

II.5. Éléments de guidage

Pour augmenter la précision du fonctionnement de certain éléments, aussi augmenter leur durée de vie, on utilise des éléments intermédiaires de guidage soit pour le mouvement linéaire ou bien le mouvement de rotation.

Pour le mouvement de rotation on utilise dans notre cas les roulements pour éviter les frottements entre les éléments qui sont en rotation l'un par rapport à l'autre, car ces frottement nous causent l'endommagement de ces pièces et par conséquence des défaillances pour le fonctionnement du mécanisme et qui, par la suite, va causer l'endommagement des autre pièces de la machine.

Du même dans le cas de mouvement de translation et pour les même raisons précédentes on utilise des éléments intermédiaires tels que les patins à billes, les douilles à billes, vis à billes ...etc.

Ces éléments de guidage fonctionnent pour une durée de vie bien précise, et on doit les changer lors de l'endommagement, pour éviter l'endommagement des pièces guidées avec ces éléments.

II.5.A. Éléments de guidages linéaires

Les éléments de guidage linéaire ce sont des éléments intermédiaires utilisés dans les mécanismes basés sur un mouvement de translation linéaire (figure II.11), ces éléments ont pour but de supporter des charges et les guider dans leur trajectoire linéaire simultanément, existe plusieurs mécanismes de guidages linéaires.

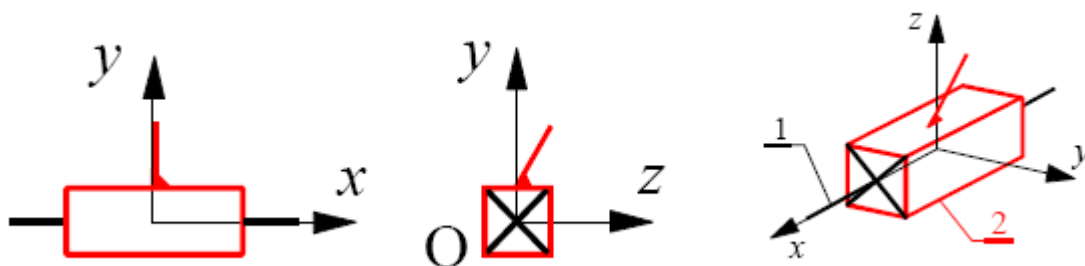


Figure II.11: liaison glissière qui représente un mouvement linéaire

II.5.A.1. Le guidage par glissement

Est le type le plus ancien, le plus simple et le moins coûteux, on le trouve dans les machines-outils conventionnels comme les tours et les fraiseuses conventionnelles utilisées pour le guidage des axes de translation, le guidage par glissement fonctionne suivant un grand coefficient de frottement à cause du contact direct entre les éléments de guidage et les éléments guidés (figure II.12), pour cela on utilise des lubrifiants entre les surfaces de contact pour diminuer les frottements.

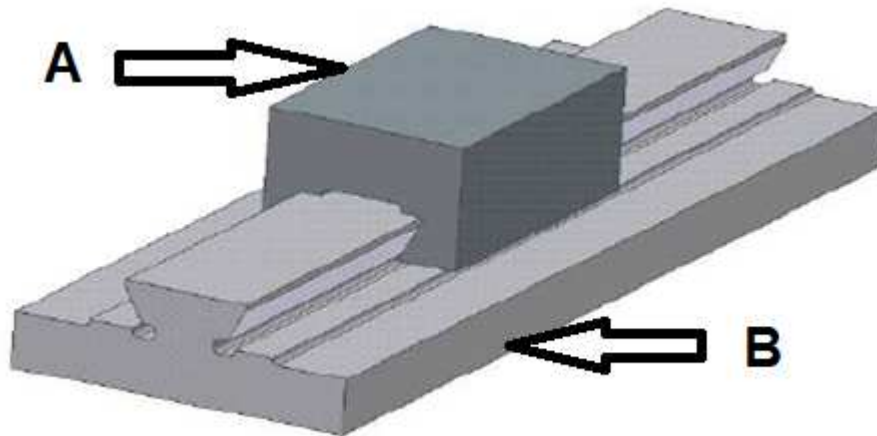


Figure II.12: guidage linéaire de l'élément A par rapport à l'élément B par glissements

II.5.A.2. Guidage par roulement

Assure un bon rendement, augmente les performances de la machine mais coûte plus cher, son principe de fonctionnement est de remplacer le déplacement par glissement avec un déplacement par roulement. Il suffit d'intercaler entre le coulisseau et la glissière des éléments roulants ce qui permet de réduire énormément les pertes d'énergie en remplaçant le frottement de glissement par de la résistance au roulement (figure II.13).

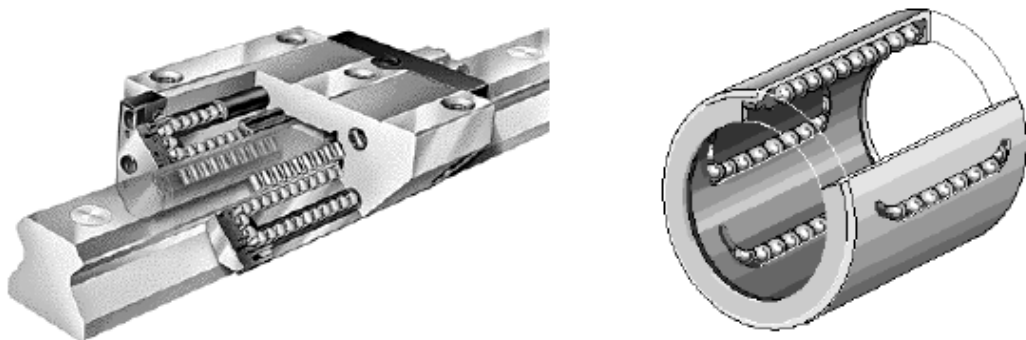


Figure II.13: quelques éléments de guidages par roulements

II.5.A.3. Patin à recirculation de rouleaux ou de billes

Ce sont des éléments de guidages linéaires par roulements, support des grandes charges et assure une haute précision, très rigide et sans vibration.

Ces éléments sont utilisés pour des courses longues limités par la longueur des rails de guidage, c'est la recirculation des éléments à l'intérieur des patins qui assure la continuité du mouvement (figure II.14).

En trouve plusieurs modèles de patin tels que les patins à une rangée de rouleaux, les Patins à circulation de rouleaux croisés, Patins à rouleaux disposés à plat ... etc.[5].

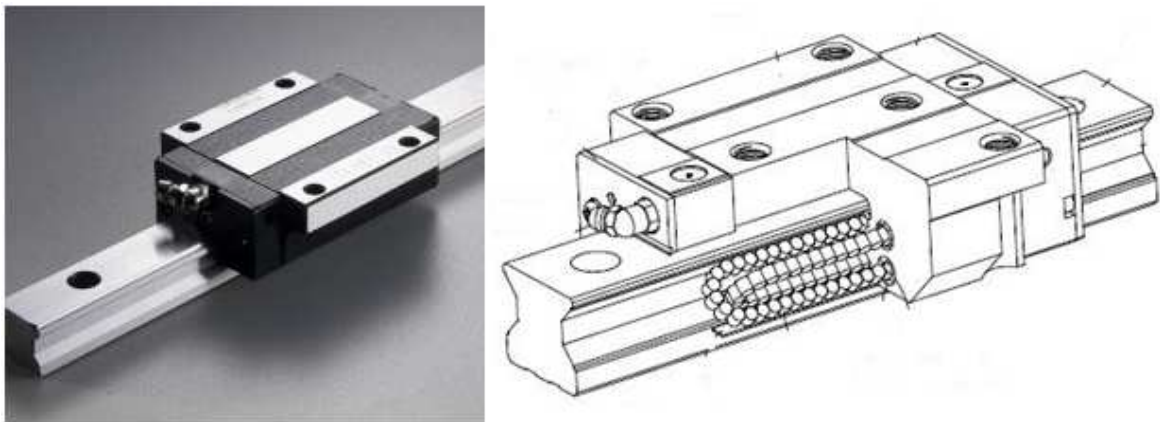


Figure II.14: vue extérieur d'un patin à recirculation de bille sur la gauche de la figure avec une vue de coupe partielle sur la droite de la figure [20]

II.5.B. Éléments de guidages de rotation

Pour assurer le bon positionnement d'un élément qui est en mouvement de rotation par rapport à un palier (figure II.15), ainsi un mouvement de rotation correct on utilise différents éléments de guidages soit des éléments de guidage par glissement ou bien par des éléments de guidages par roulements, existe aussi d'autre mécanismes tel que le guidage sur film d'huiles ...etc.

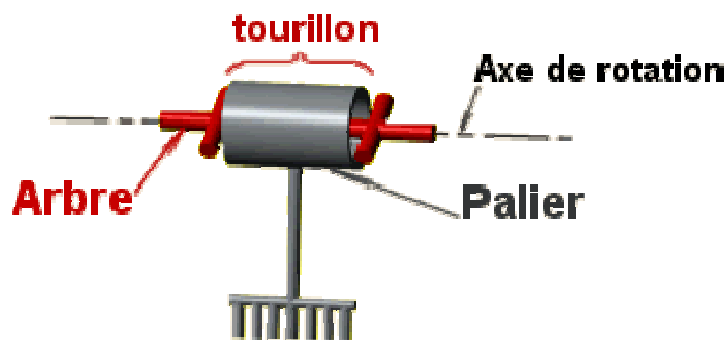


Figure II.15: liaison pivot qui représente le mouvement de rotation [21]

II.5.B.1. Le guidage par frottement

Est basé sur le contact direct des surfaces des éléments qui sont en rotation l'un par rapport à l'autre (figure II.16), aussi on peut insérer un élément intermédiaire tel que les coussinets afin d'éviter l'usure des éléments principaux et on change l'élément intermédiaires chaque fois qu'il est endommagé.

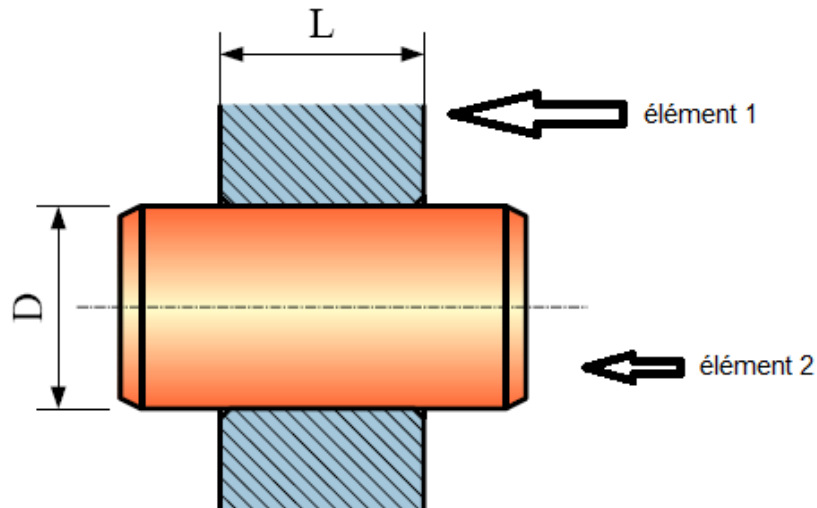


Figure II.16: rotation de l'élément 1 par rapport à l'élément 2 sans éléments intermédiaires

II.5.B.2. Le guidage par éléments roulant

On interpose un système à éléments roulants, soit des billes ou bien des rouleaux entre les deux éléments qui sont en mouvement de rotation l'un par rapport à l'autre (figure II.17), c'est la solution la plus utilisée grâce à une longue durée de vie assurée et une haute précision garantie.

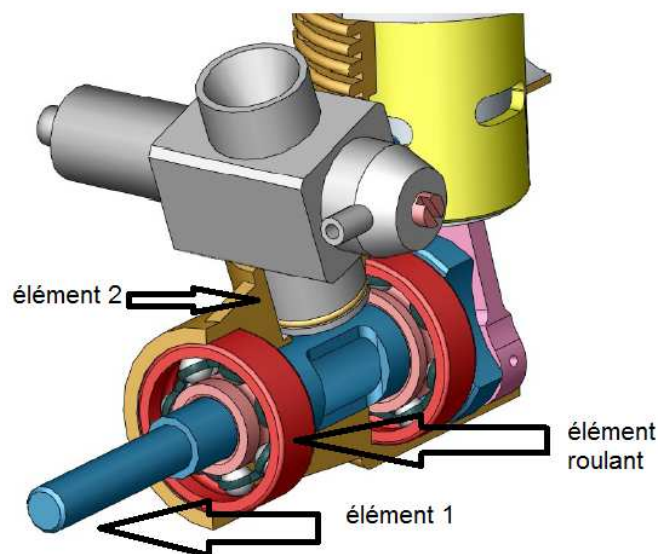


Figure II.17: guidage d'élément 1 par rapport à l'élément 2 avec l'élément roulant

II.5.B 3. Définition du roulement

les roulements sont des éléments de machine outils qui servent à positionner et supporter des arbres, des axes et des pièces de machine en mouvements de rotation, le fonctionnement de ces organes est basé sur le remplacement des frottements de glissements par le frottements de roulements [20], grâce aux éléments constituant cette organe qui sont généralement comme suit (figure II.18) :

- Une bague intérieure
- Les éléments de roulements
- Une cage intermédiaire
- Une bague extérieure

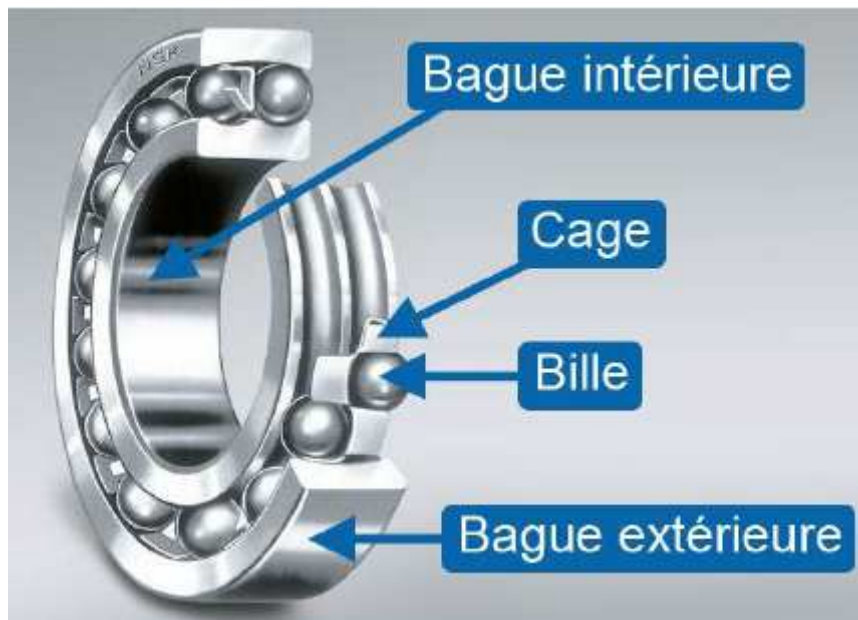


Figure II.18: les constituants d'un roulement à billes [22]

Il existe plusieurs types de roulements (figure II.19), et le choix se fait selon la nature de la charge et de la répartition des efforts sur le roulement et ses Composants, facilités et possibilités de montage et démontage du roulement, la vitesse de rotation de l'élément guidé par les roulements... etc., et parmi les types connus on trouve :

- Roulements rigide à une rangé de billes
- Roulements à bille à contact oblique

- Butée à bille à simple effet
- Roulements à aiguilles
- Butée à rouleaux simple effet
- Roulements à rouleaux coniques

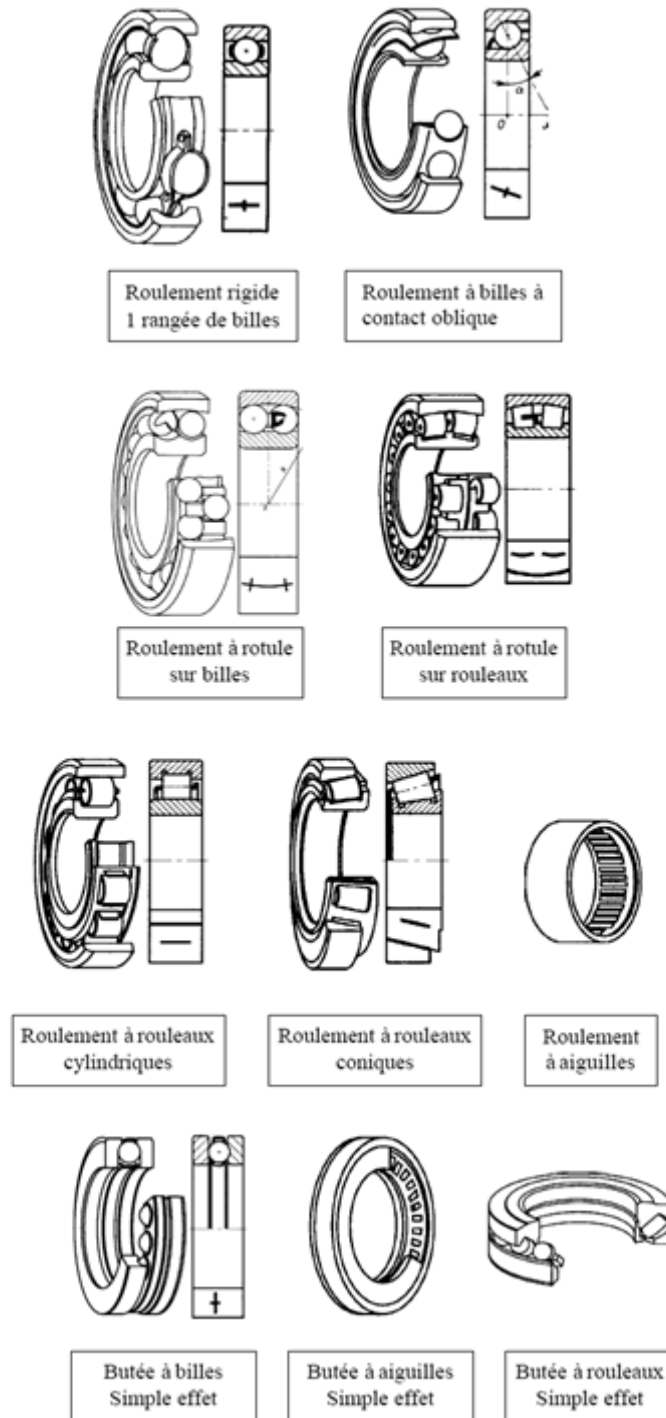


Figure II.19: quelques modèles de roulements

Chapitre III :

Dimensionnements et calculs.

III.1. Introduction

Dans ce chapitre on va calculer les différents paramètres permettant de choisir les éléments de machine qui conviennent à notre affûteuse ainsi le dimensionnement des moteurs à utiliser, pour ce premier prototype on a basé les calculs sur le fonctionnement globale et la détermination des éléments qui vont garantir le bon fonctionnement de la machine sans prendre en compte la durée de vie de ces éléments ou bien l'optimisation des dimensions et de la matière et les coûts de fabrication.

III.2. Présentation de la machine

La machine qu'on a conçue (figure III.1) est une affûteuse à commande numérique à 6 axes d'outils de coupe de fraisage et perçage, globalement la machine est répartie en deux parties, partie du porte outils qui permet à l'outil de coupe de translater selon l'axe horizontale (X) et d'avoir un mouvement de rotation autour de l'axe (V), la deuxième partie est la partie du porte meules, cette partie permet la translation de la meule selon les deux axes verticale (Z) et horizontale (Y) ainsi que deux rotations autour d'axe horizontale (W) et l'axe verticale (U), ce qui donne un accès pour la meule d'affûter toutes les parties tranchantes nécessaires de l'outil de coupe.

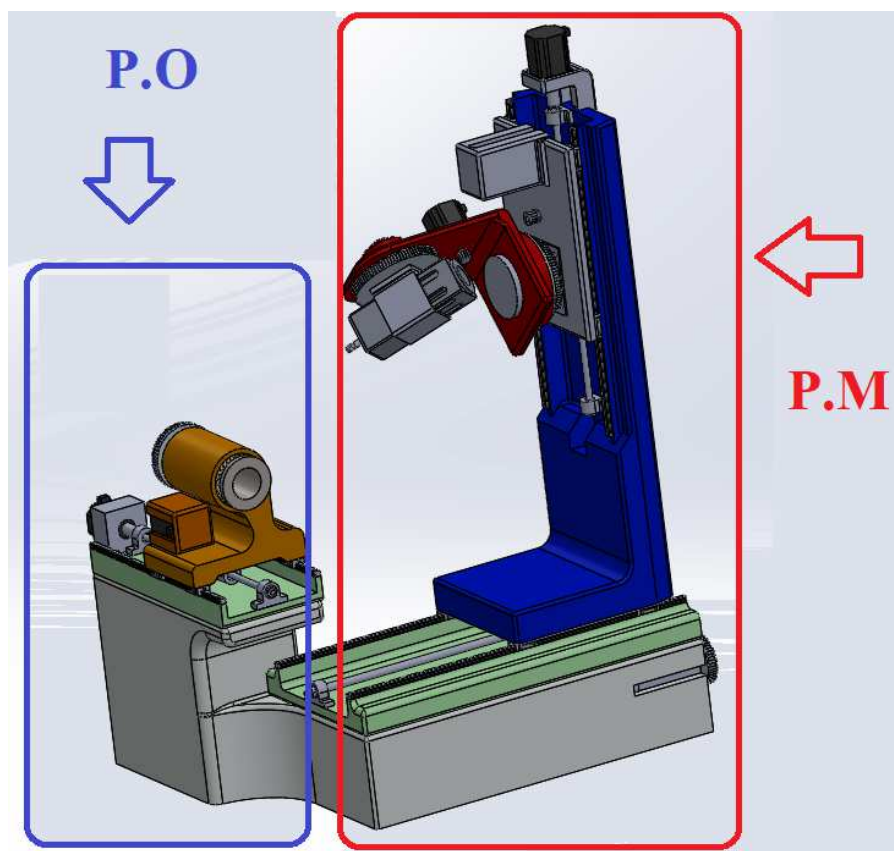


Figure III.1: vue isométrique de la machine conçue, (P.O) : partie du porte outils, (P.M): partie du porte meules.

III.3. Schéma cinématique de la machine

On représente le fonctionnement de notre machine par un schéma cinématique (figure III.2) définissant les différents déplacements des constituants de cette machine. 3 rotation autour des axes (U, V, W) et trois translation suivant les axes (X, Y, Z).

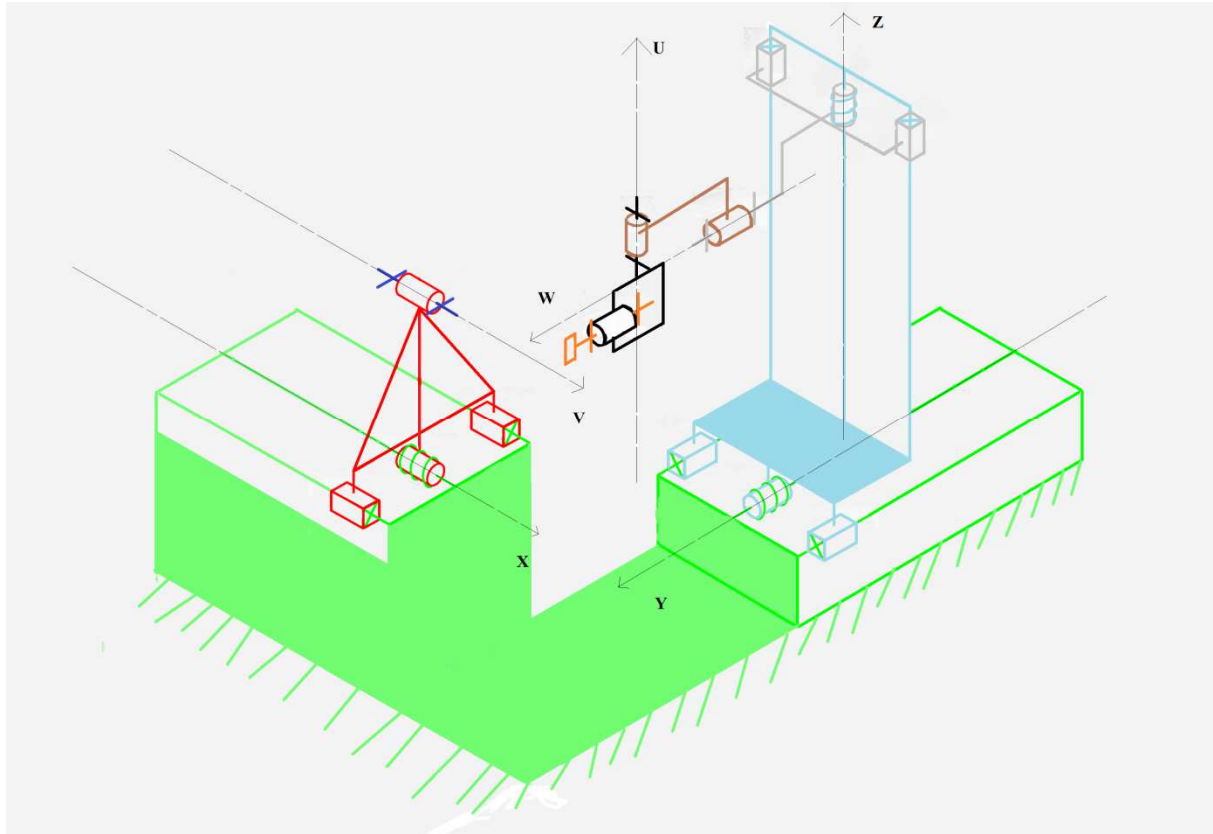


Figure III.2: schéma cinématique de la machine

III.4. Dimensionnement du Porte meules

Le porte-meules est le dispositif qui supporte et fait tourner les meules, le dispositif est constitué d'une électro broche qui génèrent le mouvement de rotation, L'arbre porteur des meules qui transmet le mouvement de rotation aux meules, un roulement pour le guidage de l'arbre ainsi un bloc électro broche avec son couvercle dans lequel tout est insérer.

III.4.A. Choix du l'électro broche

Le choix de l'électro broche dépend de la puissance nécessaire à entraîner la meule qui a une masse maximale limitée avec une vitesse de rotation précise, pour notre cas on a les conditions suivantes :

- Diamètre maximale de la meule = 180mm
- Masse maximale de la meule = 3kg
- Vitesse de rotation maximale de la meule = 24000 tr/min

III.4.A.1. Calcul du couple nécessaire pour entraîner la meule

Le couple nécessaire pour tourner la meule est en relation avec les efforts de coupes qu'on a négligée ainsi la masse de la meule et son diamètre extérieur :

$$C_1 = F * R = M_1 * G * R$$

Avec :

C_1 = couple nécessaire pour tourner la meule

M_1 = la masse de la meule

G = champ de pesanteur

R = rayon de la meule

Application numérique :

$$C_1 = 2.65 \text{ Nm}$$

III.4.A.2. Vitesse angulaire

La vitesse angulaire (ω) est calculé à partir de la vitesse de rotation maximale que l'on a exigée dans les conditions $n = 24000 \text{ tr/min}$:

$$\omega_1 = \frac{2 * \pi * n}{60}$$

Application numérique :

$$\omega_1 = 2513.3 \text{ rd/sec dans les calculs suivant on va utiliser } \omega_1 = 2515 \text{ rd/sec}$$

III.4.A.3. Puissance nécessaire

La puissance nécessaire est calculée à partir du couple et la vitesse angulaire de rotation de la broche et c'est à l'aide de cette puissance qu'on va choisir le moteur compatible pour tourner la meule avec les conditions exigée :

$$P_1 = C_1 * \omega_1$$

Application numérique :

$$P_1 = 6700 \text{ W}$$

Pour notre cas on a besoin d'une électro broche qui génère une puissance supérieure a (6700W) avec une vitesse qui peut atteindre 24000tr/min dans le cas où on fait un accouplement direct de l'arbre qui supporte la meule avec le rotor du l'électro broche.

Pour cela on a choisi une électro broche fabriquée par la marque FISCHER, sa référence est (MFM-1022/45) qui assure une puissance (P_M) de 7.5 KW, un couple de 3.36NM et la vitesse de rotation maximale de la broche arrive à 45000tr/min aussi léger avec un poids de 12,5KG comme il est cité dans sa fiche technique (figure III.3), Pour plus de détails, voir l'annexe 1.

FISCHER MFM-1022/45 Électrobroche à rectifier

avec cone d'adaptation HJND-21.

Broche universel multi-gamme avec des performances maximales.

Les broches peuvent être demandés par la boutique en ligne, mais pas vendu.

Accessoires et périphériques par type de broche sont affichés dans la boutique en ligne.

Plus d'informations sur le produit

Dimension douille (mm)	100
Longueur (mm)	298
vitesse max. (tr/min)	45 000
Poids (kg)	12,5
Fréquence max. (Hz)	1 500
Puissance S1 (KW)	7,5
Puissance S6 60% (KW)	8
Couple S1 (Nm)	3,4
Couple S6 60% (Nm)	3,6
Cone d'adaptation	HJND-21
Rigidité axial [N/μm]	100
Rigidité radial [N/μm]	127
Lubrification	• Oil-air

Figure III.3: fiche technique du moteur

III.4.B. Arbre portique des meules

Le type de l'électro broche que l'on a choisie nécessite de lui fabriquer un arbre bien spécifique pour transmettre la rotation du rotor vers les meules, cet arbre (figure III.4) sera fabriquer avec l'alliage d'aluminium (5052-H38, Barre SS), l'extrémité de l'arbre sera avec un

diamètre 20mm pour qu'on puisse insérer des meules de diamètre intérieurs minimale équivalents à 20mm ou plus.

La fixation de la meule sur l'arbre se fera avec un écrou de serrage d'un filetage de M20 et d'un pas de 1mm et tout dépend de l'épaisseur de la meule on ajoutera des rondelles pour augmenter la surface de contact et empêcher le desserrage de l'écrou lors de la rotation de l'arbre.

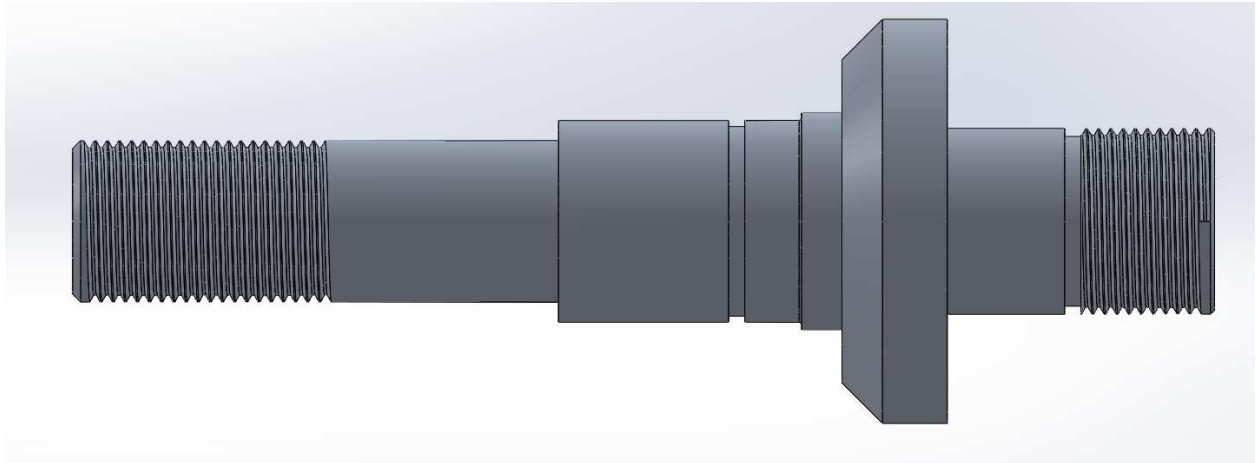


Figure III.4: forme de l'arbre porteur des meules

III.4.C. Vérification de la résistance de l'arbre en position horizontale

Dans cette position l'arbre est soumis à une flexion simple représentée sur la figure III.5 et un moment de torsion.

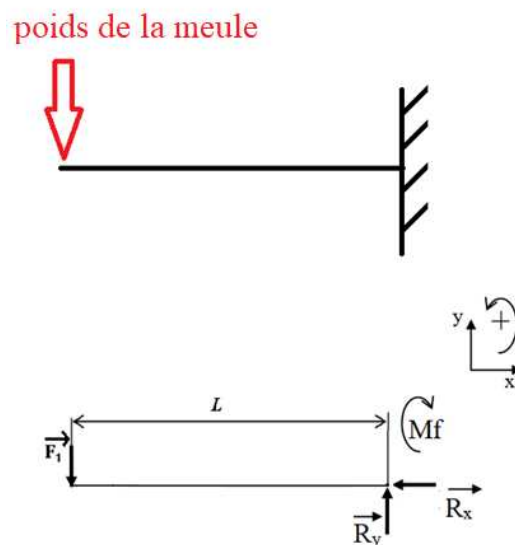


Figure III.5: représentation des forces exercées sur l'arbre.

L : distance entre le point d'application de la charge et le point d'application des réactions de l'encastrement qui a pour valeur 73mm

F_1 : la force radiale agissante sur l'arbre qui est égale au poids de la meule et l'écrou de serrage qui est égale à 35N sachant que on a négligée les efforts de coupe dans notre calcul

R_y , R_x et M_f : les réactions et le moment résistant de l'encastrement

5052-H38, Barre : matériaux utilisé, une limite d'élasticité $\sigma_e=254.9 \text{ N/mm}^2$

III.4.C.1. Condition d'équilibre

$$\sum \overrightarrow{F_{ext}} = \vec{0} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\sum \overrightarrow{M/1} = \vec{0} \quad \dots\dots\dots (2)$$

À partir de l'équation (1) on aura $\vec{F}_1 + \vec{R}_y + \vec{R}_x = \vec{0}$

Projection selon OX

$$-R_x = 0$$

Projection selon OY

$$-F_1 + R_y = 0 \text{ ce qui donne } F_1 = R_y = 35\text{N}$$

III.4.C.2. Calcul des moments fléchissant et efforts tranchants

Tronçon 1 ($0 \leq X \leq L$)

$$N = R_x = 0$$

$$T + R_y = 0 \implies T = -R_y = -35\text{N}$$

$$M_f - R_y * X = 0 \text{ ce qui donne } M_f = R_y * X$$

Application numérique

$$X = 0 \implies M_f = 0 \text{ N.mm}$$

$$X = L = 73 \implies M_f = 35 * 73 = 2555$$

On aura alors $M_f \text{ max} = 2555\text{N.mm}$

III.4.C.3. Calcul du moment de torsion

$$M_t = \frac{P_M}{\omega_1}$$

Avec :

$$\omega_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = 2515 \text{ rd/s}$$

Ce qui nous donne

$$M_t = \frac{7500}{2515} = 2,98 \text{ N.m} = 2980 \text{ N.mm}$$

III.4.C.4. Vérification de résistance a la flexion-torsion

Calcule du moment idéal : $M_i = \sqrt{(M_t)^2 + (M_{f_{max}})^2}$

Avec l'application numérique on aura

$$M_i = 3925,4 \text{ N.mm}$$

La condition de résistance est :

$$R_{pg} \leq \frac{M_i}{0,1 \cdot D^3} \implies D \geq \sqrt[3]{\frac{M_i}{0,1 \cdot R_{pg}}}$$

On a pris 3 comme coefficient de sécurité

$$R_{pg} = \frac{\sigma_e}{3} \implies R_{pg} = 85 \text{ N/mm}^2$$

Après l'application numérique on a obtenu : $D = 9,75 \text{ mm}$

Comme on a cité avant le diamètre minimale de l'arbre conçue est de 20mm pour assurer le montage de la meule et d'après le calcul le diamètre minimale doit être supérieur à 9,75mm donc la condition est vérifiée pour le cas de la sollicitation composé de flexion-torsion.

III.4.D. Vérification de la résistance de l'arbre en position verticale

Dans le cas de positionnement vertical de l'arbre représenté dans la figure III.6, elle est sollicitée par une traction et un moment de torsion, donc l'arbre subit un moment de torsion qui est égal à 2980Nmm, et une force de traction F qui est le poids de l'arbre et le poids de la meule ainsi que son écrou de serrage on aura au totale 35N sachant que on a négligée les efforts de coupe pour notre calcul.

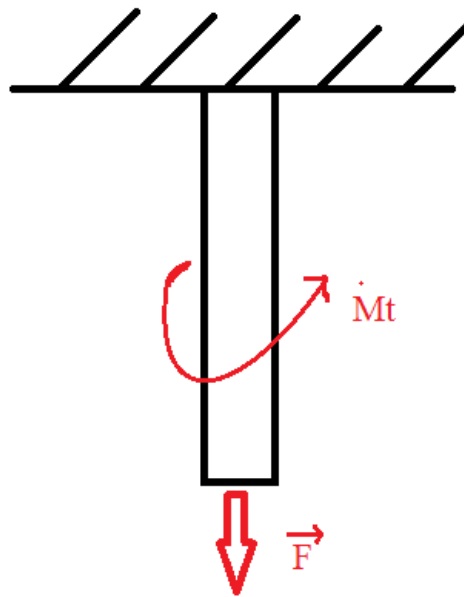


Figure III.6: représentation des forces exercées sur l'arbre dans sa position verticale

III.4.D.1. Resistance à la traction

Contrainte de traction est égale à : $\sigma_{trac} = \frac{F}{S} \leq \sigma_{adm}$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{3} = 85 \text{ N/mm}^2$$

$$S = \frac{\pi D^2}{4} = 314,16 \text{ mm}^2$$

On a $F = 35 \text{ N}$ donc $\sigma_{trac} = \frac{35}{314,16} = 0,12 \text{ N/mm}^2$

La sollicitation à la traction est très petite.

III.4.D.2. Resistance à la torsion

On a $M_t = 2980 \text{ N.mm}$ et $\tau_1 = \frac{M_t}{I_0} R$

Pour une section cylindre, On a $I_0 = \frac{\pi * D^4}{64}$

Ce qui nous donne $\tau_1 = \frac{32 * M_t}{\pi * D^3}$

Après l'application numérique en aura : $\tau_1 = 3,8 \text{ N/mm}^2 < R_{pg}$

Condition de résistance pour une sollicitation composée de traction et torsion s'écrit sous la forme suivante :

$$\sigma_i \leq R_{pg}$$

En a la contrainte de van mises $\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$ qui va donner $\sigma_i = 7,7 \text{ N}$

En constate que $\sigma_i < R_{pg}$ donc le diamètre choisi satisfait les deux conditions précédentes soit pour la sollicitation composer de flexion-torsion et aussi pour celle de traction-torsion.

III.4.E. Choix du roulement

Le choix du roulement dépend du diamètre de l'arbre guidé et sa vitesse de rotation maximale ainsi les charges appliquées sur le roulement soit les charges radiales ou bien axiales.

Pour notre cas la vitesse maximale de rotation de l'arbre est de 24000tr/min, sachant que il y a pas de grandes charges appliquées sur le roulement car on a négligé les efforts de coupe , donc il doit supporter le poids de la meule ainsi l'arbre tournante comme charges radiales et le poids de l'électro broche en plus dans le cas ou porte meule est on position verticale comme charges axiales , la masse du moteur est noté dans sa fiche technique et pour la masse de l'arbre on a obtenu sa masse à partir de Solide Works :

Poids max du moteur : 12.5kg (M1)

Poids max de la meule : 3kg (M2)

Poids max de l'arbre : 0.2kg (M3)

Dans calcule on va ajouter 2kg comme mesure de sécurité

III.4.E.1. Calcul des charges statiques équivalentes

$$P_0 = X_0 * F_r + Y_0 * F_a$$

Avec P_0 = les charges statiques équivalentes.

Les charges axiales F_a :

$$F_a = (M_1 + M_2 + M_3) * G$$

Application numérique :

$$F_a = 173,637 \text{ N}$$

Les charges radiales F_r :

$$F_r = (M_2 + M_3) * G$$

Application numérique :

$$F_r = 51.012 \text{ N}$$

Les valeurs des coefficients de charges X_0 et Y_0 sont obtenue du catalogue des roulements SKF (voire l'annexe 2) sont comme suit :

Coefficients de charges radiales $X_0 = 0.5$

Coefficients de charges axiales $Y_0 = 0.6$

Application numérique :

$$P_0 = (0.5 * 51.012) + (0.6 * 173.637) = 129.7 \text{ N}$$

Pour cela on a choisi un roulement rigide à une rangée de bille de référence (61805) son diamètre intérieure 25mm, épaisseur 7mm et diamètre extérieure 37mm et ces caractéristiques techniques sont citées dans l'annexe 2-A.

III.4.F. Matériaux du bloc électro broche

Afin d'avoir un bloc léger et résistant on a choisi d'utiliser l'alliage d'aluminium pour la fabrication du bloc, le bloc qui est représenté sur la figure III.7 doit supporter la masse de l'électro broche, les roulements de guidage, l'arbre portique ainsi que la meule selon toutes les positions possible de positionnements des axes U et W, sa désignation technique est (356.0-T6 moulage permanent).

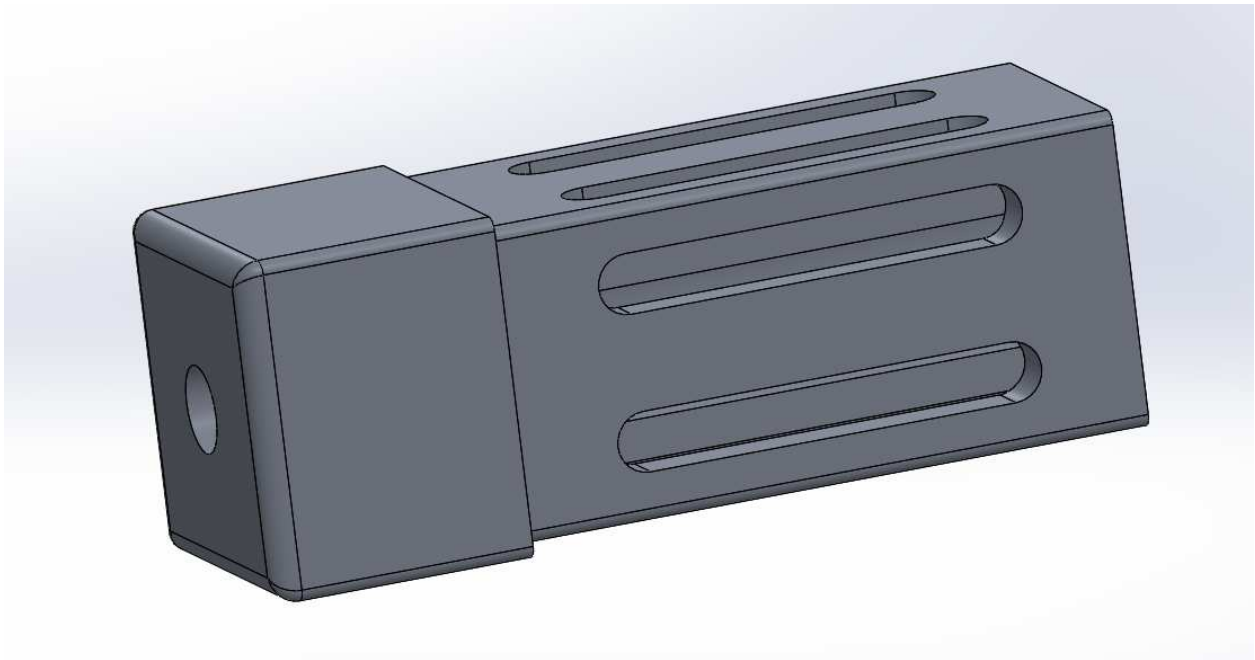


Figure III.7: bloc électro broche

Ses caractéristiques mécaniques sont données dans la figure (figure III.8) extraite de la bibliothèque des matériaux du logiciel SOLIDWORKS 2016 :

Unités:	SI - N/mm ² (MPa) ▾	
Catégorie:	Alliages d'aluminium	
Nom:	356.0-T6 Moulage permanent (S	
Description:	<input type="text"/>	
Source:	<input type="text"/>	
Durabilité:	Définie	

Propriété	Valeur	Unités
Module d'élasticité	72400	N/mm ²
Coefficient de Poisson	0.33	S.O.
Limite de traction	228	N/mm ²
Limite d'élasticité	152	N/mm ²
Module tangent		N/mm ²
Coefficient de dilatation thermique	2.1e-005	/K
Masse volumique	2680	kg/m ³
Facteur d'écroissage	0.85	S.O.

Figure III.8: caractéristiques du matériau (356.0-T6 moulage permanent)

III.5. Dimensionnement de l'axe U

La rotation du support porte meule au tour d'un axe perpendiculaire par rapport à l'axe de rotation W est représenté par l'axe nommé (axe U) (figure III.9), pour la rotation du support porte meule on utilise un moteur pas à pas et transmission de puissance par poulie et courroie afin de diminuer la vitesse de rotation vers 10tr/min de l'axe u et augmenter le couple transmue.

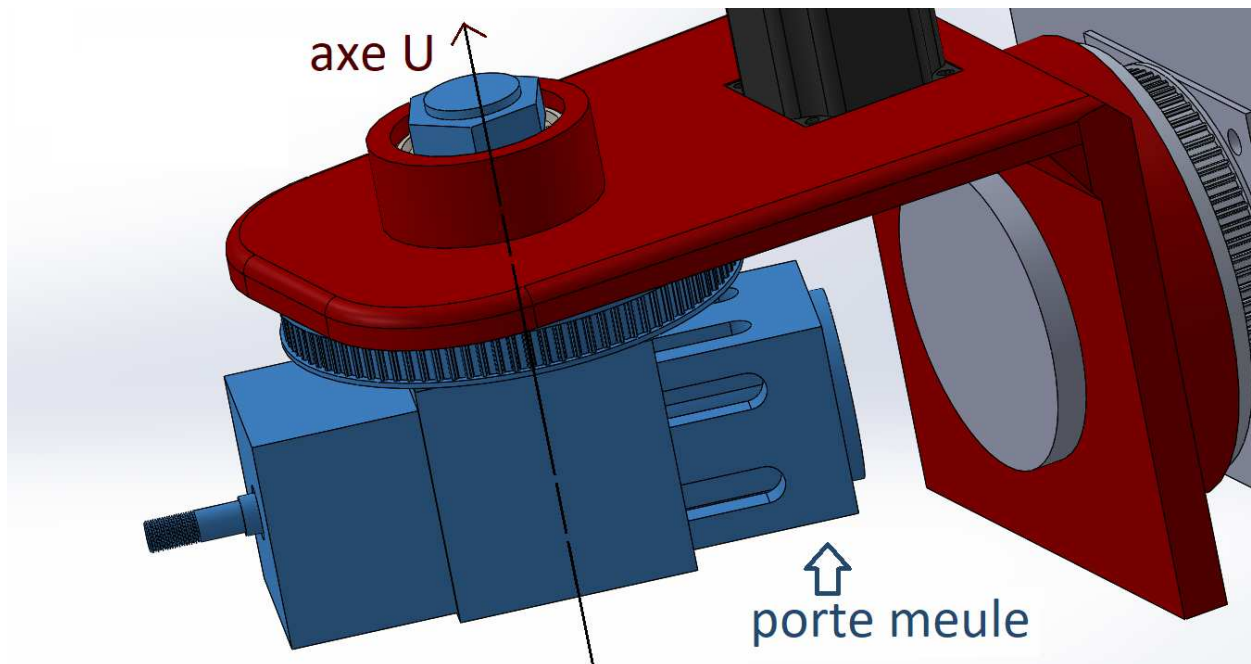


Figure III.9: l'axe de rotation U

III.5.A. Choix du moteur

Pour sélectionner le moteur on doit calculer le couple nécessaire pour faire tourner le totale des masses des éléments du porte meule avec son support ainsi la puissance nécessaire pour le faire tourner à une vitesse maximale de 10tr/min.

Le dispositif complet du port meules est composé de 9 différent es pièces sans compter les éléments de fixation dont les masses des différent es pièces sont cité si dessous :

Moteur de l'électro broche : 12.5 kg

Arbre portique de meules : 0.2 kg

Masse maximale de la meule à supporter : 3 kg

Roulement de guidage de l'arbre : 0.022 kg

Bloc de l'électro broche avec son couvercle de serrage ; 7.5 kg

Cage portique du bloc de l'électro broche : 2.42 kg

Arbre portique de la cage et la poulie : 2.5 kg

Poulie réceptrice : 5.2 kg

Serrage supérieur de l'axe U : 0.2 kg

La masse totale est de 33,542 kg on utilise 35kg dans calcule supposant que 1kg est la masse des éléments de serrage et le reste comme mesure de sécurité.

III.5.A.1. Couple nécessaire pour tourner la masse de l'axe u

Sachant que on a négligée les efforts de coupe durant le calcule, le couple nécessaire pour tourné l'axe U se calcule comme suit :

$$C_2 = F * R = M_2 * G * R1$$

Avec :

C_2 = couple nécessaire pour tourner Le dispositif complet du port meules

M_1 = la masse dudiapositif complet du port meules

G = champ de pesanteur

$R1$ = la distance montre l'axe U est l'extrémité de l'arbre portique des meules est égale à 245mm

$$C = 35 * 9.81 * 0.245 = 84,13 Nm$$

Donc le couple nécessaire pour tourner l'axe U est de 84,13 Nm dans le calcul utilise 85Nm.

Pour des raisons de dimension et de poids des moteurs pas à pas qui augmente avec l'augmentation de leur couple fournie, on a choisi un moteur pas a pas d'un couple de 12Nm et pour assurer le couple nécessaire pour tourner l'axe U on transmettra la puissance du moteur avec des poulie et courroie cranté avec un rapport de transissions réducteur pour augmenter le couple transmis sachant que la diminution de la vitesse fait augmenter le couple on parallèle.

III.5.A.2. Rapport de réduction nécessaire

$$r1 = \frac{\text{couple fourni par le moteur}}{\text{couple nécessaire pour tourner l'axe U}}$$

$$r1 = \frac{12}{85} = 0.141$$

Donc afin d'assurer un couple de 85NM on doit transmettre la puissance avec un rapport réduction de vitesse maximum de 0.14, et la vitesse transmise va diminué a l'équivalent de 8 fois de la vitesse fournie par le moteur , la vitesse de rotation de l'axe U demander est de 10tr/min ce qui veut dire que le moteur à choisir doit garantir un couple de 12Nm dans une vitesse de rotation de 80tr/min, pour cela on a choisi le moteur pas à pas de la marque YUHAI MOTOR d'un couple de 12nm sa référence est (110YBG350B) ces caractéristique sont noté dans l'annexe 3.

III.5.B. Vérification de la résistance de l'arbre de l'axe U en position horizontale

Dans cette position L'arbre est soumis a une flexion simple représenté sur la figure III.10 est un moment de torsion.

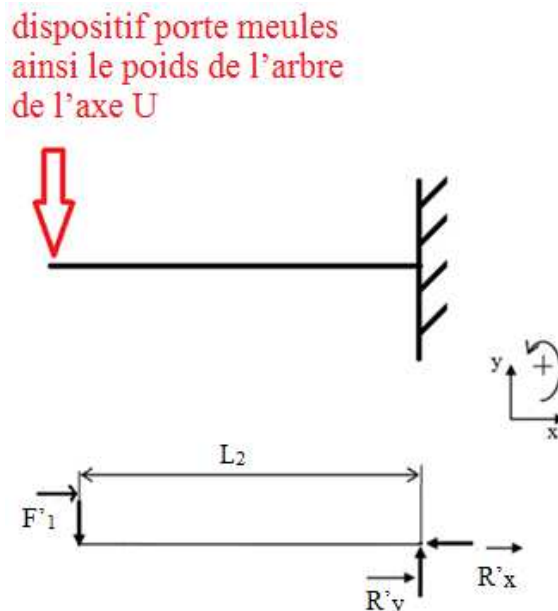


Figure III.10: les forces agissantes sur l'arbre

L_2 : distance entre le point d'application de la charge et le point d'application des réactions de l'encastrement est sa valeur est de 176mm

F'_1 : la force radiale agissant sur l'arbre qui est égale au poids de dispositif porte meules ainsi le poids de l'arbre de l'axe U qui est égale à 350N dans notre cas car on a négligé les efforts de coupe dans le calcul.

R'_y, R'_x : les réactions et le moment résistant de l'encastrement

5052-H38, Barre : matériaux utilisé, une limite d'élasticité $\sigma_e=254.9 \text{ N/mm}^2$

III.5.B.1. Condition d'équilibre

$$\overrightarrow{\sum F_{ext}} = \vec{0} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\overrightarrow{\sum M/1} = \vec{0} \quad \dots\dots\dots (2)$$

À partir de l'équation (1) on aura $\overrightarrow{F'} + \overrightarrow{R'_y} + \overrightarrow{R'_x} = \vec{0}$

Projection selon OX

$$- R'_x = 0$$

Projection selon OY

$$- F' + R'_y = 0 \text{ ce qui donne } F' = R'_y = 350\text{N}$$

III.5.B.2. Calcul des moments fléchissant et efforts tranchants

Tronçon 1 ($0 \leq X \leq L_2$)

$$N = R'_x = 0$$

$$T + R'_y = 0 \implies T = - R'_y = -350\text{N}$$

$$M_f - R'_y * X = 0 \text{ ce qui donne } M_f = R'_y * X$$

Application numérique

$$X=0 \implies M_f = 0 \text{ N.mm}$$

$$X=L_2=176 \implies M_f = 61600 \text{ N.mm}$$

On aura alors $M_f \text{ max} = 61600\text{N.mm}$

III.5.B.3. Calcul du moment de torsion

Le moment de torsion est égale au couple transmis par le moteur pas a pas qui entraine l'axe U et qui est égale a : $Mt_2 = \frac{12}{0,141} = 85,1 N.m = 85100 N.mm$

III.5.B.4. Vérification de résistance à la flexion-torsion

Calcul du moment idéal : $M_i = \sqrt{(Mt_2)^2 + (Mf_{max})^2}$

Avec l'application numérique en aura $M_i = 105056 N.mm$

La condition de résistance est : $R_{pg} \leq \frac{M_i}{0.1 \cdot D^3} \implies D \geq \sqrt[3]{\frac{M_i}{0.1 \cdot R_{pg}}}$

En a prie 3 comme coefficient de sécurité $R_{pg} = \frac{\sigma_e}{3} \implies R_{pg} = 85 N/mm^2$

Après l'application numérique en a obtenu : $D = 23,2 mm$

Le diamètre de l'arbre conçue est de 60mm et d'après le calcul le diamètre minimale doit être supérieur a 23,2mm donc la condition est vérifier pour le cas de la sollicitation composé de flexion-torsion.

III.5.C. Vérification de la résistance de l'arbre de l'axe U en position verticale

Dans le cas de positionnement vertical de l'arbre représenté sur la figure III.11, elle est sollicitée par une traction et un moment de torsion, donc l'arbre subit un moment de torsion qui est égal à 85100Nmm, et une force de traction F'_1 qui est le poids de l'arbre elle même et le poids de dispositif porte meules en aura au totale 350N sachant que on a négligée les efforts de coupe dans le calcul.

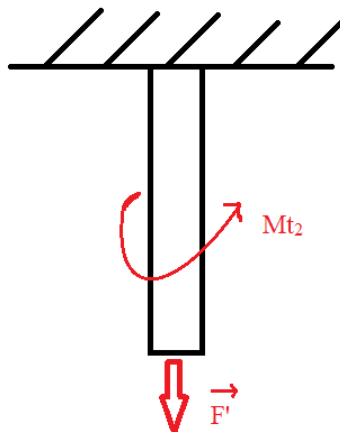


Figure III.11:les forces agissantes sur l'arbre de l'axe U en position verticale

III.5.C.2. Resistance à la traction

Contrainte de traction est égale à $\sigma_{trac} = \frac{F_{t1}}{S} \leq \sigma_{adm}$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{3} = 85 \text{ N/mm}^2$$

$$S = \frac{\pi D^2}{4} = 2827,43 \text{ mm}^2$$

En a $F = 35\text{N}$ donc $\sigma_{trac} = \frac{350}{2827,43} = 0,123 \text{ N/mm}^2$

La sollicitation à la traction est très petite.

III.5.C.3. Resistance à la torsion

En a $M_t = 85100 \text{ N.mm}$ et $\tau_2 = \frac{M_t}{I_0} R$

Pour une section cylindre On a $I_0 = \frac{\pi * D^4}{64}$

Ce qui nous donne $\tau_2 = \frac{32 * M_t}{\pi * D^3}$

Après l'application numérique en aura : $\tau_2 = 4,02 \text{ N/mm}^2 < R_{pg}$

Condition de résistance pour une sollicitation composée de traction et torsion s'écrit sous la forme suivante :

$$\sigma_i \leq R_{pg}$$

En a la contrainte de von mises $\sigma_{I2} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$ qui va donner $\sigma_{i2} = 8,05 \text{ N}$

On constate que $\sigma_{i2} < R_{pg}$ donc le diamètre choisi satisfait les deux conditions précédentes soit pour la sollicitation composée de flexion-torsion et aussi pour celle de traction-torsion.

III.5.D. Choix des roulements

Pour le guidage de l'axe U on a utilisé des roulements à billes à contact oblique car ses roulements doivent supporter des charges axiale et radiales qui sont causer par la rotation de l'axe W et les efforts de coupes qui sont négligée, dans notre cas ils sont insérer on montage O, par contre les roulements seront pas soumis à des grandes vitesses de rotation tant que la vitesse maximale de la rotation d'axe U est de 10tr/min.

Le diamètre intérieur du roulement dépend du diamètre de l'arbre portique d'axe U qui égale à 60mm et Les charges axiales et radiales dans ce cas sont égales car les roulements doivent supporter la masse totale des éléments de l'axe u :

$$Fa = M_2 * g = 35 * 9.81 = 343,35 \text{ N}$$

$$Fr = M_2 * g = 35 * 9.81 = 343,35 \text{ N}$$

III.5.D.1. Calcul des charges statiques équivalentes

Selon le catalogue SKF les charges statiques équivalentes pour les roulements à billes à contact oblique se calculent comme suit :

$$P_0 = Fr + 0.52Fa$$

Application numérique :

$$P_0 = 512.892 \text{ N}$$

A partir des charges statiques équivalentes et le diamètre intérieure du roulement on a choisie d'utilisé le roulement de qui porte la référence (7212 BEP) d'un diamètre intérieur 60mm, épaisseur 22mm et diamètre extérieure 110mm et ses caractéristiques sont cité dans l'annexe 4.

III.5.E. Choix des courroies et calcul de l'entraxe réelle

Le choix de la courroie dépend de types de poulie utilise dans la transmission, et la longueur de la courroie dépend de l'entraxe supposer et les diamètres de ces poulies.

Les poulies utilisées pour l'entraînement de l'axe U sont des poulies cranté avec un pas de 10 mm et la largeur de la courroie sera 25mm (voire l'annexe 5) et ce type est utilisé dans la transmission des couples important, les diamètres primitifs des poulies choisie dépend de rapport de transmission calculé auparavant :

- Poulie montante D1 : diamètre primitive 36.38mm et nombre de dents 12.
- Poulies mené D2 : diamètre primitive 284.66mm et nombre de dents 90.

Le rapport de transmission est de $(12/90=0.133\leq 0.14)$ donc le couple nécessaire pour tourner l'axe U sera garantie.

L'entraxe proposer dans la conception est de (240mm) et à partir de cet entraxe on calcule la longueur de la courroie :

$$L_1 = 2E + \frac{\pi}{2}(D1 + D2) + \frac{(D2 - D1)^2}{4E}$$

$$D1 = 36.38\text{mm}$$

$$D2 = 284.66\text{mm}$$

$$E = 240 \text{ mm}$$

$$L_1 = \text{la longueur de la courroie}$$

$$\text{On remplaçant les valeurs numérique on aura } L_1 = 1048.49 \text{ mm}$$

D'après le catalogue des courroies crantées de la marque Bonder (annexe 5-A) on a choisi la courroie de la longueur 1050mm et à partir de la longueur de la courroie choisie on va définir l'entraxe réel avec la résolution de l'équation suivante :

$$8e^2 + 4e \left[\left(\frac{\pi}{2}(D2 + D1) \right) - L \right] + (D2 - D1)^2 = 0$$

On remplaçant les paramètres par leur valeur on va avoir ;

$$8e^2 - 2182.846e + 61642,9584 = 0$$

Calcule de delta ;

$$\Delta = b^2 - 4ac = 2792241,991$$

Δ est supérieure à zéro donc Cette équation accepte deux solution :

$$\Delta = \frac{-b - \sqrt{\Delta}}{2a} = 31.99\text{mm}$$

$$\Delta = \frac{-b + \sqrt{\Delta}}{2a} = 240.8\text{mm}$$

Donc l'entraxe réel est de $e = 240.8$ mm.

III.6. Dimensionnement de l'axe W

La rotation du support axe U au tour d'un axe horizontale est représenté par l'axe nommé (axe W) (figure III.12), pour la rotation du support axe U on utilise un moteur pas à pas et transmission de puissance par poulie et courroie afin de diminuer la vitesse de rotation vers 10tr/min de l'axe u et augmenter le couple transmis.

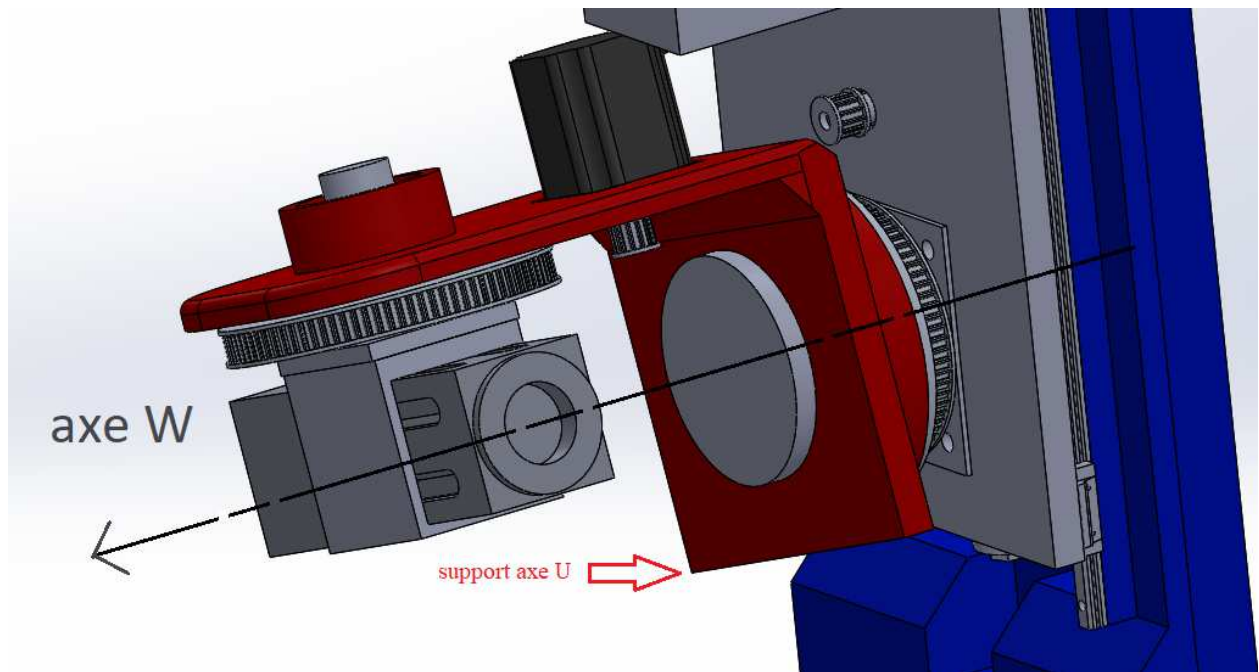


Figure III.12: l'axe de rotation W

III.6.A. Choix du moteur

Comme pour l'axe précédent on détermine le couple nécessaire pour tourner la masse totale des éléments constituant l'axe W qui sont comme suit :

- Masse de l'axe U = 35kg
- Masse du moteur pas à pas : 7.1kg
- Masse de la poulie motrice d'axe U : 0.2kg
- Masse des roulements guidage axe U : 0.78X2
- Masse support axe U : 26kg
- Masse poulie réceptrice d'axe W : 4kg
- Masse du cachet de l'arbre portique axe W : 2.5 kg

La masse totale est de 81,76kg on utilise 100kg on intégrant le poids des éléments de fixation ainsi comme mesure de sécurité.

III.6.A.1. Couple nécessaire pour tourner la masse de l'axe W :

Sachant que on a négligée les efforts de coupe dans le calcul on aura :

$$C_3 = F * R = M_3 * G * R_2$$

C_2 = couple nécessaire pour tourner Le dispositif complet du port meules

M_1 = la masse du dispositif complet du port meules

G = champ de pesanteur

R_2 = la distance entre l'axe W est l'extrémité de moteur pas à pas qui entraîne la poulie menée de l'axe U est égale à 300mm.

$$C_3 = 100 * 9.81 * 0.300 = 294.3 \text{ Nm}$$

D'après le calcul le couple nécessaire pour tourner l'axe W est de 294.3NM, l'axe W doit être tourné avec une vitesse maximale de 10tr/min, avec un mécanisme de transmission poulies-courroie de réduction on va augmenter le couple, le rapport de réduction est de 0.0388 pour cela on a choisi un moteur pas à pas d'un couple 20NM sa référence est de (110BYG350D) voire l'annexe 3, car ce moteur nous assure un couple de 12nm avec une vitesse de 300tr/min d'après son tableau descriptif (couple-vitesse) et ce qui est nécessaire pour garantir le fonctionnement de l'axe W selon les conditions demandées.

$$C_s = \frac{C_e}{r} = \frac{12}{0.0388} = 309.27 \text{ NM}$$

$$V_e = \frac{V_s}{r} = \frac{10}{0.0388} = 257.731 \text{ tr/min}$$

A l'aide d'un variateur de fréquences ainsi le programme de fonctionnement de la machine on va varier la vitesse du moteur selon les valeurs nécessaires.

III.6.B. Vérification de la résistance de l'Arbre portique d'axe W

Dans cette position L'arbre est soumis à une flexion simple seulement (figure III.13).

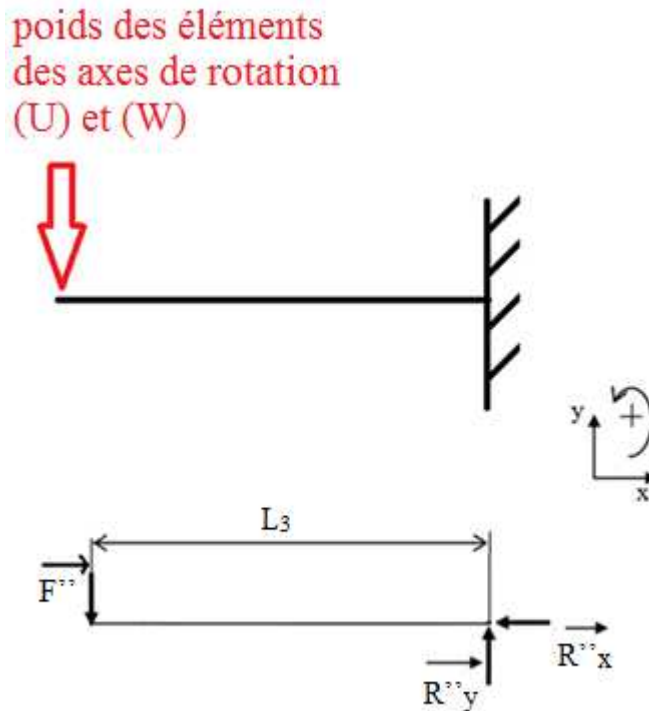


Figure III.13: les forces agissantes sur le portique d'axe W

L_3 : distance entre le point d'application de la charge et le point d'application des réactions de l'encastrement est sa valeur est de 115mm

F'' : la force radiale agissante sur l'arbre qui est égale au poids des éléments des axes de rotation (U) et (W) qui est égale à 1000N sachant que on a négligée les efforts de coupe dans le calcul.

R''_y, R''_x et M_f : les réactions et le moment résistant de l'encastrement

5052-H38, Barre : matériaux utilisé, une limite d'élasticité $\sigma_e=254.9 \text{ N/mm}^2$

III.6.B.1. Condition d'équilibre

$$\sum \overrightarrow{F_{ext}} = \vec{0} \dots\dots\dots (1)$$

$$\sum \overrightarrow{M/1} = \vec{0} \dots\dots\dots (2)$$

À partir de l'équation (1) on aura $\overrightarrow{F''} + \overrightarrow{R''_y} + \overrightarrow{R''_x} = \vec{0}$

Projection selon OX

$$- R''_x = 0$$

Projection selon OY

$$- F'' + R''_y = 0 \text{ ce qui donne } F'' = R''_y = 1000N$$

III.6.B.2. Calcul des moments fléchissant et efforts tranchants

Tronçon 1 ($0 \leq X \leq L_3$)

$$N = R''_x = 0$$

$$T + R''_y = 0 \implies T = - R''_y = -1000N$$

$$Mf - R''_y * X = 0 \text{ ce qui donne } Mf = R''_y * X$$

Application numérique

$$X = 0 \implies Mf = 0 \text{ N.mm}$$

$$X = L_3 = 115 \implies Mf = 115000 \text{ N.mm}$$

On aura alors $Mf_{max} = 115000 \text{ N.mm}$

III.6.B.3. Condition de résistance a la flexion

La condition de la résistance a la flexion s'écrit sous la forme suivant :

$$\sigma = \frac{Mf}{\frac{I_0}{v}} \leq \sigma_{adm}$$

Avec un coefficient de sécurité qui est égale a 4 en aura la contrainte admissible :

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{4} = 63,725 \text{ N/mm}^2$$

Pour un profile séculaire plain en a :

$$\frac{I_0}{v} = \frac{\pi * D^3}{32}$$

D'après ces équations en déduit le diamètre minimal :

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32 * Mf_{max}}{\pi * \sigma_{adm}}}$$

Après l'application numérique en aura :

$$D \geq 26,4mm$$

Le diamètre choisie était 120mm il est 4 fois plus grand que diamètre minimal résistant.

III.6.C. Choix du roulement de guidage de l'axe W

Pour l'axe W le roulement à choisir doit supporter seulement des charges radiales , ces charges radiales se sont la masse totale des éléments à tourner dans l'axe W ainsi les efforts de coupe négligée pour cela on a choisie d'utiliser un roulements de diamètre intérieur 120mm qui dépend du diamètre de l'arbre portique d'axe W, le type de roulement est un Roulement à deux rangées de rouleaux cylindriques jointifs.

$$Fr = M_3 * G = 100 * 9.81 = 981 N$$

III.6.C.1. Calcul des charges statiques équivalentes

Selon le catalogue SKF les charges statiques équivalentes pour les Roulements à deux rangées de rouleaux cylindriques jointifs.

Calcule comme suit :

$$P_0 = Fr = 981 = 981 N$$

A partir des charges statiques équivalentes et le diamètre intérieure du roulement on a choisie d'utilisé le roulement de qui porte la référence (NNCL 4924 CV) d'un diamètre intérieur 120mm, épaisseur 45mm et diamètre extérieure 165mm et ses caractéristiques sont cité dans l'annexe 6.

III.6.D. Choix des courroies et le calcul des entraxes

Pour assurer le rapport de transmission cité précédemment on a utilisé une transmission par poulie cranté et courroies, mais cette fois on 2 partie égaux, chaque partie transmet la puissance avec un rapport de (14/71) ce qui donne un rapport totale :

$$r_2 = r_1 * r_2 = \frac{14}{71} * \frac{14}{71} = 0.038$$

III.6.D.1. Calcul de la longueur de la courroie

Comme pour l'axe précédent, les poulies utilisé sont d'un pas de 10mm et l'épaisseur de la courroie doit être 25mm, tans que les deux partie de transmission sont égaux il suffit de calculer une seule longueur de courroie et un seule entraxe sachant que les poulies utilisé sont des caractéristiques suivante :

Poulie menant : diamètre primitif $D3 = 42.72\text{mm}$ avec 14 dents.

Poulie mené : diamètre primitif $D4 = 227.36\text{mm}$ avec 71 dents.

Entraxe proposé : $e = 190\text{ mm}$

A partir de cet entraxe et ces diamètres on calcule la longueur de la courroie avec la formule suivante :

$$L_2 = 2e + \frac{\pi}{2}(D3 + D4) + \frac{(D4 - D3)^2}{4e}$$

Remplaçons les paramètres par leur valeurs on aura : $L_2 = 849.098\text{mm}$

III.6.D.2. Calcul entraxe réel

D'après le catalogue des courroies crantées de la marque Bonder (annexe 5-A) on a choisi la courroie de la longueur 850mm et à partir de la longueur de la courroie choisie on va définir l'entraxe réel avec la résolution de l'équation suivante :

$$8e^2 + 4a \left[\left(\frac{\pi}{2}(D3 + D4) \right) - L \right] + (D4 - D3)^2 = 0$$

En remplaçant les paramètres par leur valeur on va avoir ;

$$8e^2 - 1703.037e + 34091.9296 = 0$$

Calcul de delta ;

$$\Delta = b^2 - 4ac = 1809394.34$$

Δ est supérieure à zéro donc Cette équation accepte deux solution :

$$\Delta = \frac{-b - \sqrt{\Delta}}{2a} = 22.369\text{mm}$$

$$\Delta = \frac{-b + \sqrt{\Delta}}{2a} = 190.5mm$$

Donc l'entraxe réel est de 190.5 mm. Et pour les deux parties de transmission on va utiliser une courroie de 850mm et entraxe de 190.5mm (figure III.14).

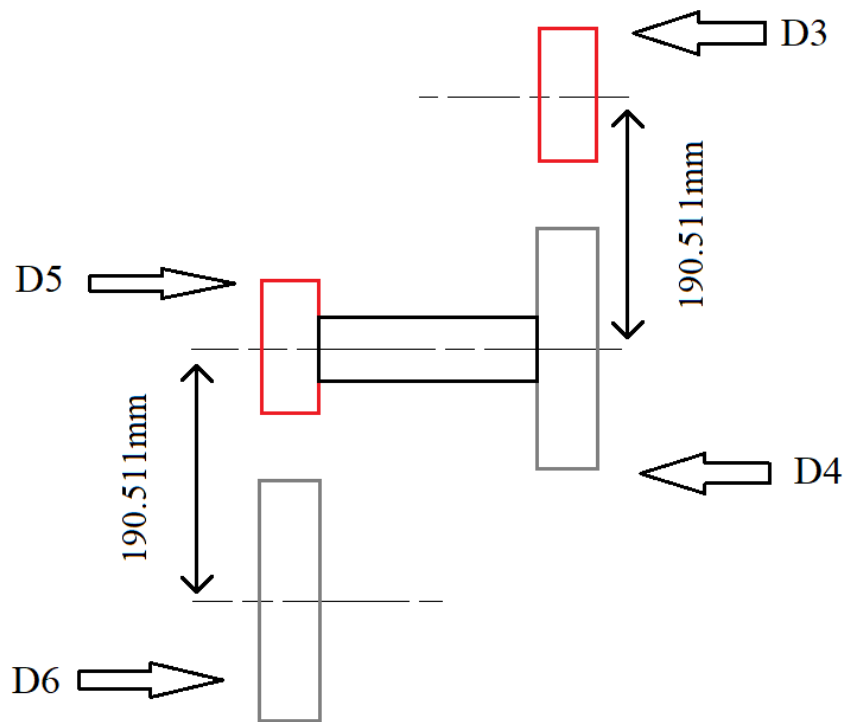


Figure III.14: montages de mécanisme de réduction par poulies et courroies

III.7. Dimensionnement de l'axe Z

La translation verticale de dispositif porteur des axes U et W est nommé par l'axe Z, la translation est garantie par le mécanisme de vis à bis et le guidage est garantie avec des patins a recirculation des billes, l'entrainements de la rotation de la vis est assuré par un moteur pas à pas , La vitesse d'avance du dispositif suivant l'axe Z est de 1000mm/min (figure III.15).

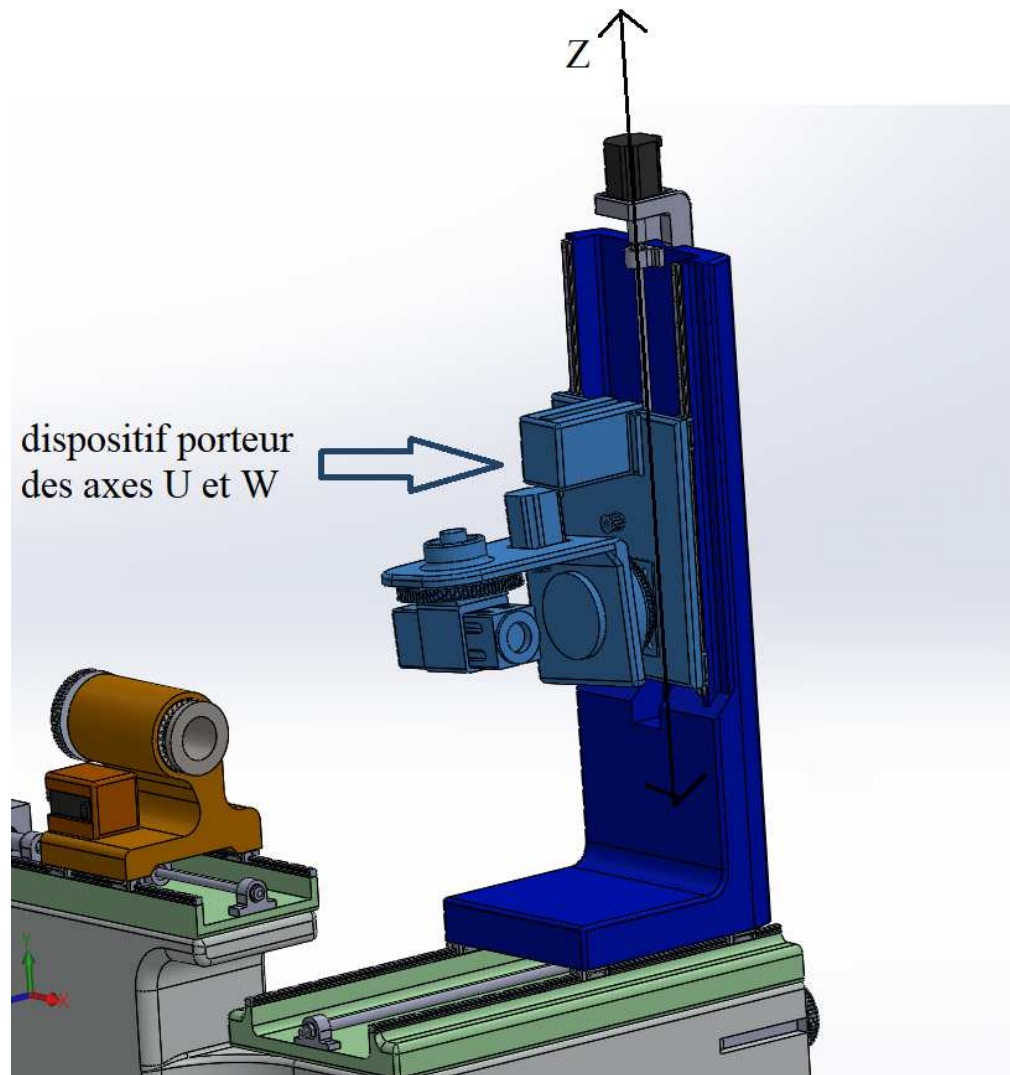


Figure III.15: l'axe de translation verticale Z

III.7.A. Choix du moteur

Le choix du moteur dépend de la charge à déplacer et la vitesse de déplacement maximale, pour cela on va calculer le couple nécessaire et la puissance nécessaire pour déplacer la charge totale sachant que on a négligée les efforts de coupe dans le calcul, cette charge est la masse totale des éléments d'axe U et l'axe w ainsi le portique de ces deux axes et la masse totale M_4 est noter si dessous :

- Porte moteur pas à pas 20nm : 6.2kg
- Moteur pas à pas 20nm : 11kg
- Poulie du moteur pas à pas 20 nm : 0.150kg
- La Grand poulie de réducteur : 3.5kg
- La Petit poulie de réducteur : 0.150kg

- Arbre de réducteur : 0.100g
- Porte axe w : 6.5kg
- Porte écroue de la vis à bille : 1kg
- Table translation: 60kg
- Eléments de l'axe U + et l'axe w: 100kg
- Roulements réducteur : 0.042 kg
- Pantins : 0.40kg X 4
- Serrage de roulement de réducteur : 0.020kg

Totale 189.062 kg on utilise 200kg dans calculé comme mesure de sécurité.

Pour cela on déduit la charge a déplacé F_4 :

$$F_4 = M_4 * G = 200 * 9.81 = 1962N$$

On va utiliser 2000N dans les calculs.

III.7.A.1. Calcul du couple nécessaire pour déplacer la charge

Le pas choisi (p) pour le déplacement de la charge est de 5mm, et le rendement (η) est de 0.9 et la formule qui nous permet de déduire le couple nécessaire pour déplacer la charge est donner par :

$$C_4 = \frac{F_4 * p}{2 * \pi * \eta}$$

On remplaçant les operateurs par les valeurs numériques on aura :

$$C_4 = 17.684 Nm$$

La vitesse d'avance suivant l'axe Z (Vfz) est de 1000mm/min pour cela la vitesse de rotation de la vis est égale a :

$$n = \frac{Vfz}{p} = \frac{1000}{5} = 200 tr/min$$

D'après les résultats de calculé on a choisi un moteur de 18 nm sa référence est (110BYG250C) voir annexe 3, avec un élément d'accouplements entre l'arbre du moteur et la vis.

III.7.B. Diamètre de la vis à bille

Pratiquement, tous les mécanismes à vis à roulement doivent supporter ont un ou plusieurs points de la course un effort de compression. Il convient de vérifier la vis au flambement comme dans une poutre. Le diamètre à fond de filet d_0 de la vis adoptée doit être supérieur à la valeur limite donnée par la formule suivante :

$$d_0 = \sqrt[4]{\frac{3 * 64 * Fa * l_{cr}^2}{\pi^3 * E * f_{cr}}}$$

Dans cette relation, l_{cr} est la longueur de calcul de la partie sollicitée on compression et E est le module d'élasticité. Si cette expression n'est pas satisfaite, il faut augmenter le diamètre de la vis. La formule contient un facteur de sécurité de 3. [23]

Pour notre cas la vis à bille est fabriquée avec (nom matériaux) donc :

Fa = est la charge à déplacer est égale à 2000N sachant que on a négligée les efforts de coupe dans le calcule.

L_{cr} = 410mm (la course maximale suivant l'axe Z)

E = 210000 N/mm² (fabriqué avec le matériau 42CrMo4)

f_{cr} = facteur de correction on a pris 0.25

Après le remplacement des paramètres par leur valeur numérique on aura :

$$d_0 = 14.11mm$$

D'après le catalogue des vis à bille MICHAUD CHAILLY on va utiliser une vis à bille de diamètre 20 mm a voire l'annexe 7.

III.7.C. Choix des patins à recirculation des billes

La masse des axes U et W est supporter par l'arbre portique de l'axe W, et les charges axiales sont supporter par la vis sachant que on a négligée les efforts de coupe dans le calcule, pour cela le choix des patins dans ce cas dépend du moment fléchissant totale que les patins doivent supporter :

$$mf = Fa * x = 2000 * 0.3 = 600Nm$$

Avec x est la distance entre la surface de contact des patins avec la table translantant et le point du centre de gravité des éléments des axes u et W (figure III.16).

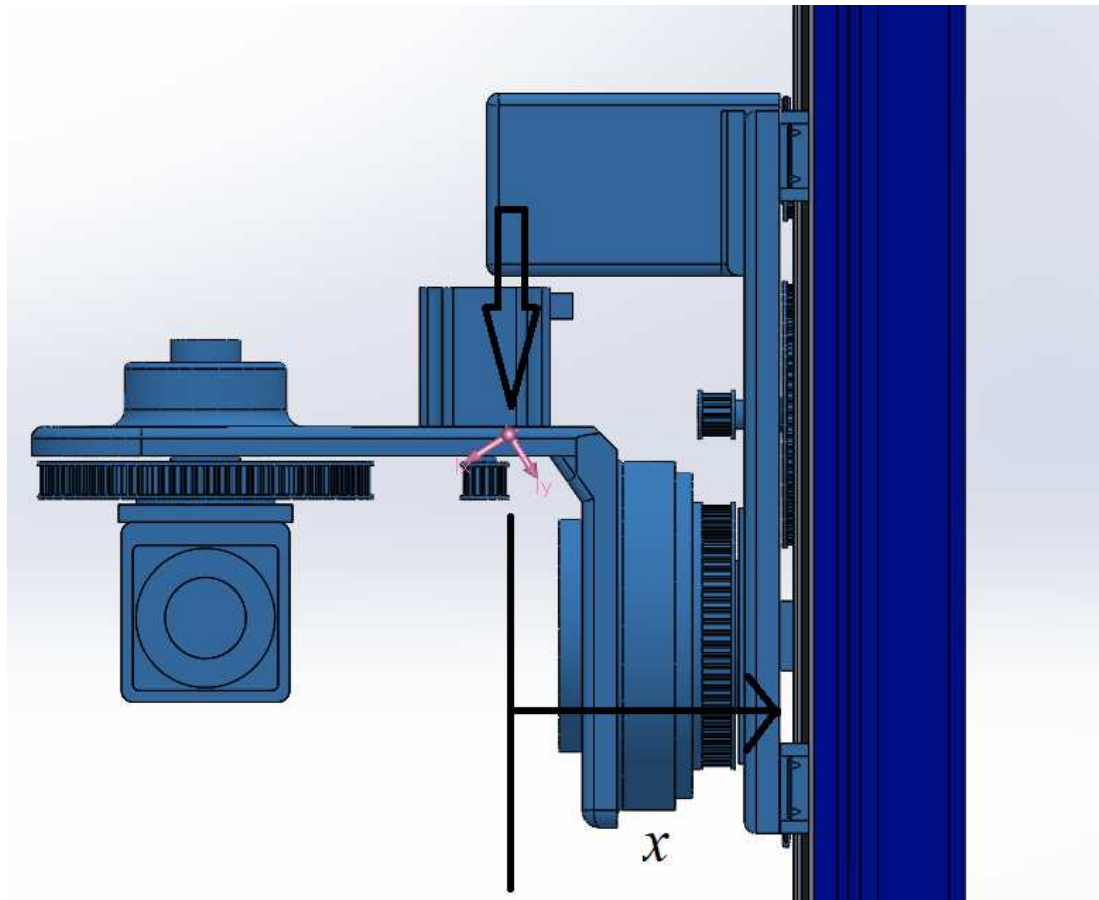


Figure III.16: représentation de la distance entre le centre de gravité et la surface de contact

Le moment que les patins doivent le supporter est de 0.6kn/m Pour cela on choisit des patins avec leur rails de marque MICHAUD CHAILLY de référence B23-GB4E-30-H avec l'utilisation de 4 patin ils sont capable de supporter un moment supérieur à 1kn/m , dont leur caractéristique sont cité dans l'annexe 7-A.

III.8. Dimensionnement de l'axe Y

La translation horizontale du portique de dispositif complet responsable de l'affutage est nommé par l'axe Y, la translation est garantie par le mécanisme de vis à bis et le guidage est garantie avec des patins a recirculation des billes, l'entrainements de la rotation de la vis est assuré par un moteur pas à pas, le principe de fonctionnement de l'axe Y est le même principe de fonctionnement de l'axe Z . La vitesse d'avance suivant l'axe Y est la même pour l'axe Z donc 1000mm/min . (figure III.17)

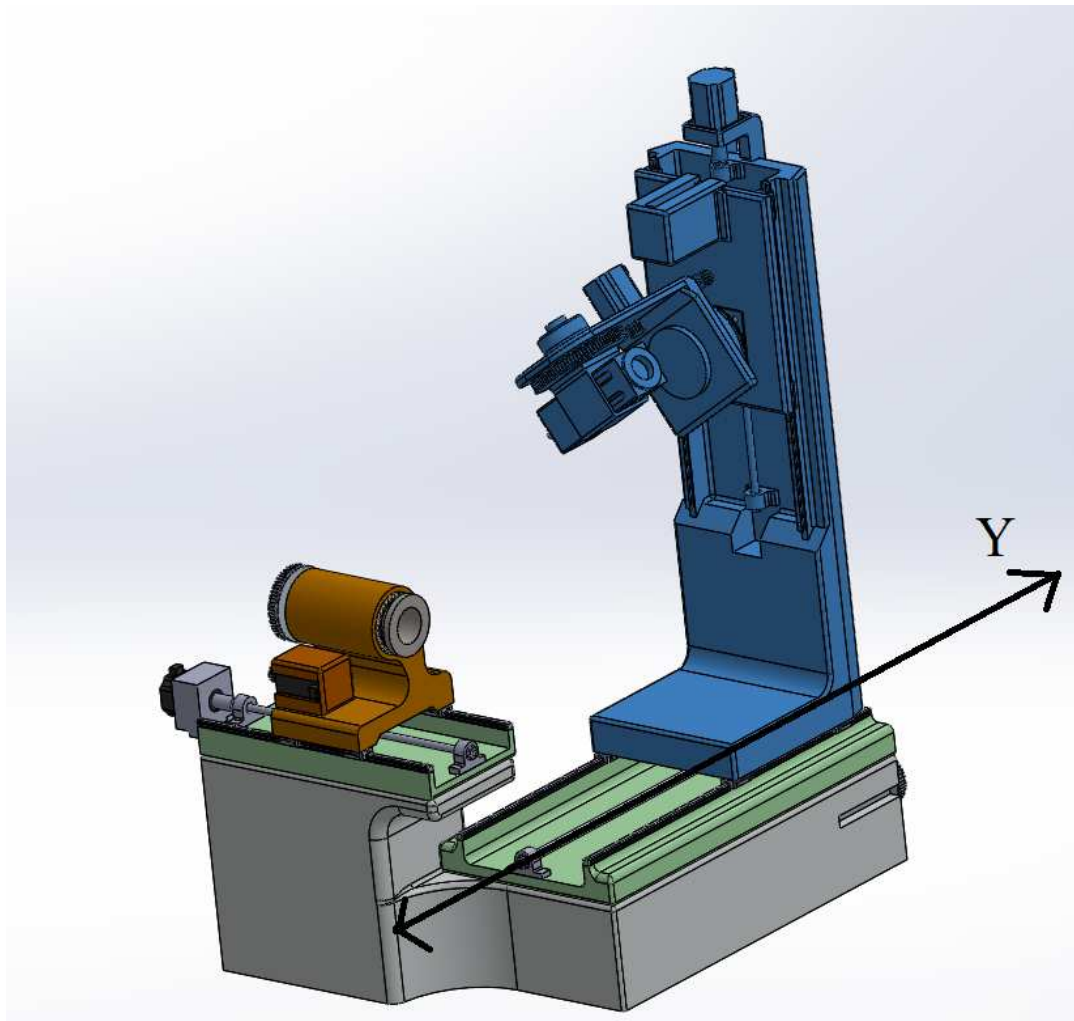


Figure II.17: les éléments en bleu sont en translation suivant Y

III.8.A. Choix du moteur

Comme pour l'axe Z, Le choix du moteur pour l'axe Y dépend de la charge à déplacer et la vitesse de déplacement maximale, pour cela on va suivre les mêmes étapes de calcul effectuées pour le choix du moteur précédent, la charge à déplacer par le moteur est la masse totale des éléments des 2 axes précédents (U W) dont leur masse est de 200 et du portique de dispositif complet responsable de l'affutage qui est égale à 250kg on ajoutant la masse des éléments de machine de l'axe Z et une masse supplémentaire pour la sécurité on prend une masse totale de 600kg.

Pour cela on déduit la charge à déplacer F_5 :

$$F_5 = M_5 * G = 600 * 9.81 = 5886N$$

On va utiliser 6000N dans les calculs.

III.8.A.1. Calcule du couple nécessaire pour déplacer la charge

Comme pour l'axe Z Le pas choisi (p) pour le déplacement de la charge est de 5mm, et le rendement (η) est de 0.9 et la formule qui nous permet de déduire le couple nécessaire pour déplacer la charge est donner par :

$$C_5 = \frac{F_5 * p}{2 * \pi * \eta}$$

On remplaçant les opérateurs par les valeurs numériques on aura :

$$C_4 = 53.1Nm$$

La vitesse d'avance suivant l'axe Z (Vfz) est de 1000mm/min pour cela la vitesse de rotation de la vis est égale a :

$$n = \frac{Vfz}{p} = \frac{1000}{5} = 200 \text{ tr/min}$$

D'après les résultats de calcul on a choisi un moteur de 35 NM dont sa référence est 130BYG250C-X (voir annexe 8) avec une transmission de puissance du moteur vers la vis à bille par poulie et courroies d'un rapport multiplicateur de vitesse (3/1), la poulie menant est d'un diamètre primitif de 150.97 avec 48 dents et la poulie mené avec un diamètre primitif de 49.11mm et 16 dents.

III.8.B. Calcul de la longueur de la courroie

Les poulies utilisées sont d'un pas de 10mm et l'épaisseur de la courroie doit être 25mm, sachant que leur dimension est :

Poulie menant : diamètre primitif $D7 = 150.97\text{mm}$ avec 48 dents.

Poulie mené : diamètre primitif $D8 = 49.11 \text{ mm}$ avec 16 dents.

Entraxe proposé : $e = 270 \text{ mm}$

A partir de cet entraxe et ces diamètres on calcule la longueur de la courroie avec la formule suivante :

$$L = 2e + \frac{\pi}{2}(D7 + D8) + \frac{(D8 - D7)^2}{4e}$$

Remplaçons les paramètres par leur valeurs on aura : $L = 863.9\text{mm}$

D'après le catalogue des courroies crantées de la marque Bonder (annexe 5) on a choisi la courroie de la longueur 850mm et à partir de la longueur de la courroie choisie on va définir l'entraxe réel avec la résolution de l'équation suivante :

$$8e^2 + 4e \left[\left(\frac{\pi}{2} (D7 + D8) \right) - L \right] + (D8 - D7)^2 = 0$$

On remplaçant les paramètres par leur valeur on va avoir ;

$$8e^2 - 2142.8603e + 10375.4596 = 0$$

Calcul de delta ;

$$\Delta = b^2 - 4ac = 4259835.558$$

Δ est supérieure à zéro donc Cette équation accepte deux solution :

$$\Delta = \frac{-b - \sqrt{\Delta}}{2a} = 4.93mm$$

$$\Delta = \frac{-b + \sqrt{\Delta}}{2a} = 262.9mm$$

Donc l'entraxe réel est de 262.9 mm.

III.8.C. Diamètre de la vis à bille

On utilisant la même loi citée précédemment pour le calcul de diamètre de la vis à bille pour l'axe Z :

$$d_0 = \sqrt[4]{\frac{2 * 64 * Fa * l_{cr}^2}{\pi^3 * E * f_{cr}}}$$

Pour notre l'axe Y aussi la vis à bille est fabriquer avec (nom matériaux) donc :

Fa = est la charge à déplacer est égale à 6000N

L_{cr} = 815mm (la course maximale suivant l'axe Y)

E = 210000 N/mm² (fabriqué avec le matériau 42CrMo4)

f_{cr} = facteur de correction on a pris 0.25

Avec un coefficient de sécurité qui est égale à 2 on aura:

$$d_0 = 23,7mm$$

D'après le catalogue des vis à bille MICHAUD CHAILLY on va utiliser une vis à bille de diamètre 25mm a voire l'annexe 7.

III.8.E. Choix des patins à recirculation des billes

Pour ce cas les patins doivent supporter la charge statique qui est égale à la masse totale du portique de dispositif complet responsable de l'affutage :

$$C_0 = MY * g = 600 * 9.81 = 5886N$$

Pour cela on a choisi des patins avec leur rails de marque MICHAUD CHAILLY de référence B23-GB4E-30-H, chaque un patin peut supporter une charge supérieur à celle que on a besoin à supporter et leur caractéristique sont cité dans l'annexe 7-A comme pour l'axe Y, l'utilisation des mêmes éléments de machine va assurer un meilleur rendement car les erreurs de fonctionnement ne varie pas d'un élément a un autre.

III.9. Partie porte outils

La partie du porte outil est constitué de deux axes, un axe de translation nommé (axe X) et un axe de rotation nommé (axe V), pour l'axe Y on conçue Just le porte mandrin pour avoir la possibilité d'insérer dedans un mandrin manuelle ou bion un mandrin hydraulique.

III.10. Dimensionnement de l'axe V

La rotation du porte mandrin au tour d'un axe horizontale est représentée par l'axe nommé (axe V) (figure III.18), pour la rotation du porte mandrin on utilise un moteur pas à pas et transmission de puissance par poulie et couroi afin de contrôler la vitesse de rotation de l'outil, pour l'axe V on a besoin d'une vitesse maximale de 5tr/min.

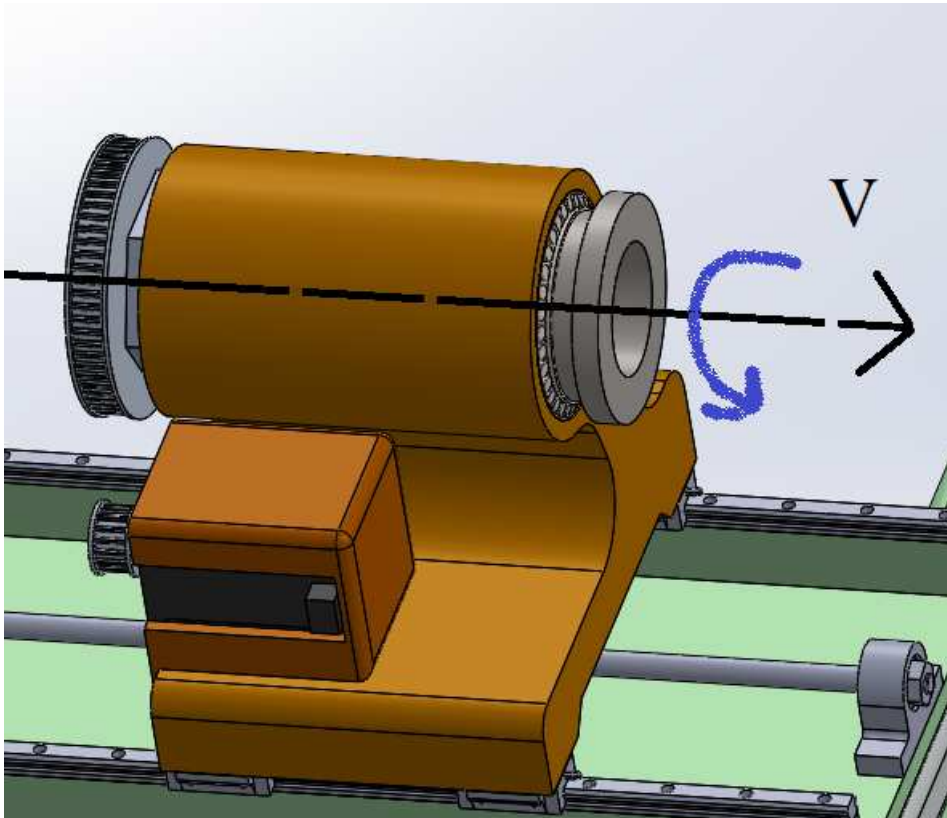


Figure III.18: rotation du porte mandrin autour de l'axe V

III.10.A. Choix du moteur

On doit d'abord déterminer le couple nécessaire pour tourner les éléments de l'axe V qui seront en mouvement de rotation, le grand diamètre du mandrin accepté est de 300mm et la masse totale de ces éléments égale à :

Porte mandarin : 13kg

Poulie menée : 4kg

Serrage des roulements : 2kg

Masse du mandrin : 10kg

Masse maximale de l'outil : 4kg

La masse totale (M_6) est de 33kg on utilise 35kg on intégrant le poids des éléments de fixation ainsi comme mesure de sécurité.

III.10.A.1. Couple nécessaire pour tourner la masse de l'axe V

$$C_6 = F * R = M_6 * G * R3$$

(R3) est la distance contre l'axe de rotation V est l'extrémité de mandrin supporter est égale à 150mm

$$C = 35 * 9.81 * 0.150 = 52Nm$$

D'après le calcul le couple nécessaire pour tourner l'axe V est de 52NM, l'axe V doit être tourné avec une vitesse maximale de 5tr/min, avec un mécanisme de transmission poulies-courroie de réduction on va augmenter le couple, le rapport de réduction est de 0.25 pour cela on a choisi un moteur pas à pas d'un couple 18NM sa référence est de (110BYG250C) voire l'annexe 3, car ce moteur nous assure un couple supérieur à 18nm avec une vitesse de 20tr/min d'après son tableau descriptif (couple-vitesse) et ce qui est nécessaire pour garantir le fonctionnement de l'axe V selon les conditions demandées.

$$C_s = \frac{C_e}{r} = \frac{18}{0.25} = 72 \text{ NM}$$

$$V_e = \frac{V_s}{r} = \frac{5}{0.25} = 20 \text{ tr/min}$$

III.10.B. Choix du roulement de guidage de l'axe V

Pour l'axe V le roulement à choisir doit supporter des charges radiales, ces charges radiales se sont la masse totale des éléments à tourner dans l'axe V, et ces roulements doivent supporter des charges axiales dans le cas d'affutage de la pointe de l'outil de coupe pour cela on a choisie d'utiliser un roulement de diamètre intérieur 120mm qui dépend du diamètre du porte mandrin, le type de roulement est un Roulement à rouleaux conique.

$$Fr = Mu * g = 35 * 9.81 = 343,35 \text{ N}$$

Les charges axiales F_a sont inférieures aux charges radiales, pour des mesures de sécurité on va prendre les charges axiales égales aux charges radiales

Tant que les charges sont pas grandes, à partir de diamètre intérieure du roulement on a choisie d'utiliser le roulement qui porte la référence (T4CB 120) d'un diamètre intérieur 120mm, épaisseur 27mm et diamètre extérieure 170mm et ses caractéristiques sont citées dans l'annexe 9.

III.10.B.1. Calcul des charges statiques équivalentes

Selon le catalogue SKF les charges statiques équivalentes pour les Roulements à rouleaux coniques à une rangée se Calculent comme suit :

$$P_0 = 0.5 * Fr + Y_0 * Fa = 0.5 * 343.35 + 0.7 * 343.35 = 412,02 N$$

Les charges statiques à supporter sont 412.02N et le roulement choisi peut supporter des charges statiques qui arrivent à 250 KN (annexe 9).

III.10.C. Calcul de la longueur de la courroie

Comme pour les axes précédents, les poulies utilisées sont d'un pas de 10mm et l'épaisseur de la courroie doit être 25mm.

Poulie menant: diamètre primitif $D9 = 49.11$ mm avec 16 dents.

Poulie mené : diamètre primitif $D10 = 201.90$ mm avec 64 dents.

Entraxe proposé : $e = 195$ mm

A partir de cet entraxe et ces diamètres on calcule la longueur de la courroie avec la formule suivante :

$$L = 2e + \frac{\pi}{2}(D9 + D10) + \frac{(D10 - D9)^2}{4e}$$

Remplaçons les paramètres par leur valeurs on aura : $L = 814.2$ mm

D'après le catalogue des courroies crantées de la marque Bonder (annexe 5-A) on a choisi la courroie de la longueur 810mm et à partir de la longueur de la courroie choisie on va définir l'entraxe réel avec la résolution de l'équation suivante :

$$8e^2 + 4e \left[\left(\frac{\pi}{2}(D9 + D10) \right) - L \right] + (D6 - D5)^2 = 0$$

On remplaçant les paramètres par leur valeur on va avoir ;

$$8e^2 - 1662.858e + 23344.7841 = 0$$

Calcul de delta ;

$$\Delta = b^2 - 4ac = 2018063.637$$

Δ est supérieure à zéro donc Cette équation accepte deux solution :

$$\Delta = \frac{-b - \sqrt{\Delta}}{2a} = 15.14mm$$

$$\Delta = \frac{-b + \sqrt{\Delta}}{2a} = 192.71mm$$

Donc l'entraxe réel est de 192.7 mm.

III.11. Dimensionnement de l'axe X

La translation horizontale du portique d'axe V complet responsable de la rotation de l'outil à affûter est nommé par l'axe X (figure III.19), la translation est garantie par le mécanisme de vis à bis et le guidage est garanti avec des patins à recirculation des billes, l'entraînements de la rotation de la vis est assuré par un moteur pas à pas, le principe de fonctionnement de l'axe X est le même principe de fonctionnement de l'axe Y et l'axe Z.

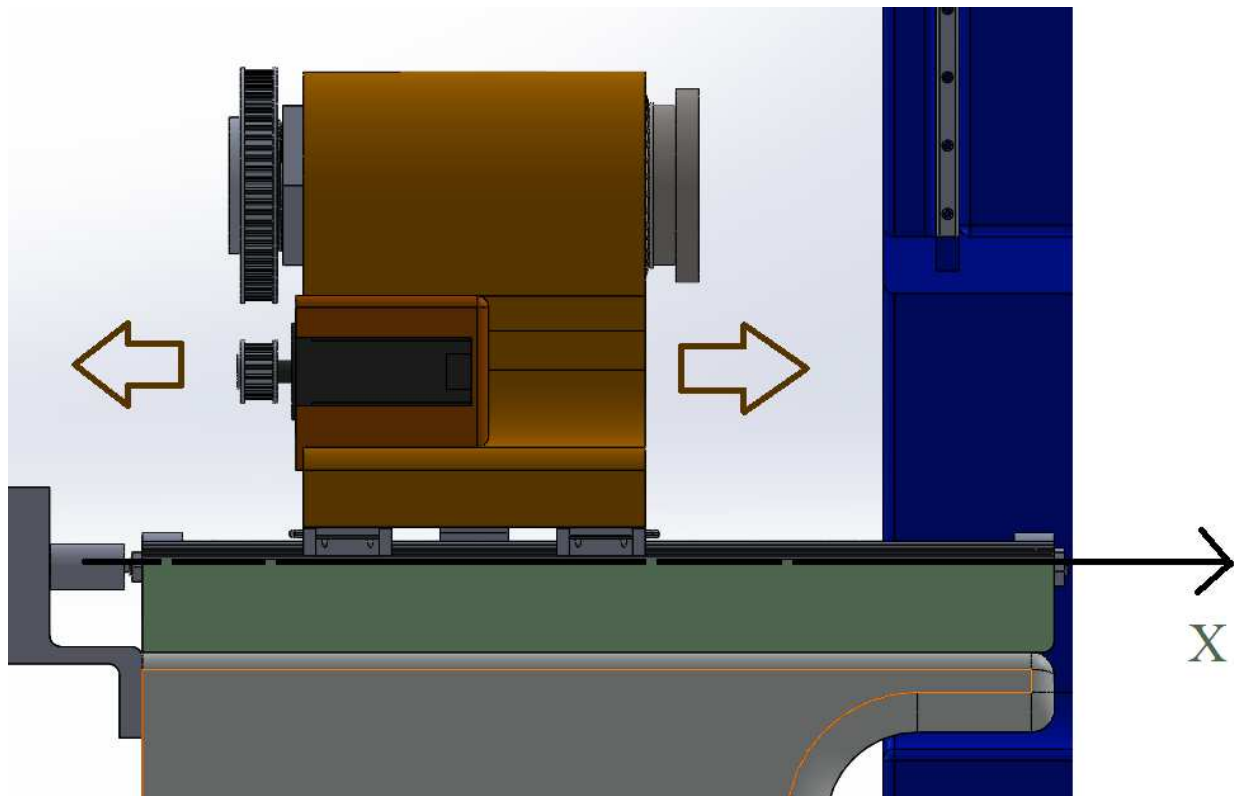


Figure III.19: translation du portique d'axe V suivant L'axe X

III.11.A. Choix du moteur

Comme pour l'axe Y, Le choix du moteur pour l'axe X dépend de la charge à déplacer et la vitesse de déplacement maximale, pour cela on va suivre les même étapes de calcul effectuer pour le choix des moteurs précédents, la charge à déplacer par le moteur est la masse totale des éléments de l'axe (V) dont leur masse est de 35kg et la masse du portique de l'axe (V) qui est

égale à 50kg on ajoutant la masse du moteur pas à pas et son support qui est égale 12kg et une masse supplémentaire pour la sécurité de 10kg on prend une masse totale de 110kg.

Pour cela on déduit la charge à déplacé F_7 :

$$F_7 = M_7 * G = 110 * 9.81 = 1079,1 \text{ N}$$

On va utiliser 1200N dans les calculs.

III.11.A.1. Calcul du couple nécessaire pour déplacer la charge

Le pas choisi pour le déplacement de la charge est de 5mm, et le rendement est de 0.9 et la formule qui nous permet de déduire le couple nécessaire pour déplacer la charge est donner par :

$$C_7 = \frac{F_7 * p}{2 * \pi * \eta}$$

On remplaçant les opérateurs par les valeurs numériques on aura :

$$C_7 = 10.7 \text{ Nm}$$

La vitesse d'avance suivant l'axe Y est de 500mm/min pour cela la vitesse de rotation de la vis est égale à :

$$n = \frac{Vfz}{p} = \frac{500}{5} = 100 \text{ tr/min}$$

D'après les résultats de calcul on a choisi un moteur de 12 NM dont sa référence est 110BYG350B (voir annexe 3) avec un élément d'accouplements entre l'arbre du moteur et la vis, car le moteur garant un couple de 11nm à la vitesse de rotation de 100tr/min selon son diagramme descriptif.

III.11.B. Diamètre de la vis à billes

On utilise la même loi citée précédemment pour le calcul de diamètre de la vis à bille pour l'axe Y :

$$d_0 = \sqrt[4]{\frac{2 * 64 * F_7 * l_{cr}^2}{\pi^3 * E * f_{cr}}}$$

Pour l'axe X aussi la vis à bille est fabriquée avec (nom matériaux) donc :

F_7 = est la charge à déplacer est égale à 1200N

L_{cr} = 550mm (la course maximale suivant l'axe X)

E = 210000 N/mm² (fabriqué avec le matériau 42CrMo4)

f_{cr} = facteur de correction on a pris 0.25

Avec un coefficient de sécurité qui est égale à 3 et Après le remplacement des paramètres par leur valeur numérique on aura :

$$d_0 = 12.99mm$$

D'après le catalogue des vis à bille MICHAUD CHAILLY on va utiliser une vis à bille de diamètre 20mm a voire l'annexe 7.

III.11.C. Choix des patins à recirculation des billes

Pour ce cas les patins doivent supporter la charge statique qui est égale à la masse totale du portique de l'axe U :

$$C_0 = M_7 * G = 120 * 9.81 = 1177,2N$$

Pour cela on a choisit des patins avec leur rails de marque MICHAUD CHAILLY de référence B23-GB4E-30-H dont leur caractéristique sont cité dans l'annexe 7-A comme pour l'axe Y et l'axe Z.

III.12.discutions des résultats et la méthode suivie

La méthode qu'on a utilisé consiste à négliger les efforts de coupes de l'opération d'affutage .ainsi la duré de vie de ces éléments dimensionnés et on s'est basé sur le fonctionnement basic de la machine .pour cela, dans notre calcule et dimensionnements des éléments constituant notre machine, on a prie en considération juste les efforts appliqués par les différentes pièces et leurs masses sur les éléments dimensionnés.

Les résultats obtenus, sont pour bute d'assurer le fonctionnement de la machine, donc on doit déterminer les efforts de coupe selon le besoin et intégrer les valeurs de ces efforts de coupe dans le calcule pour avoir un résultat plus préci qui va garantir le fonctionnement de la machine dans son milieu de travaille.

**Chapitre IV : Contribution à
la mise en œuvre d'une
simulation.**

IV.1. Introduction

La machine conçue est constituée de plusieurs pièces avec des formes géométriques complexe, pour cela dans ce chapitre en va donner des définitions généraliser sur la simulation numérique et quelques logiciels qui va nous permettre de faire une simulation, ainsi la méthode de calcul utilisé pour effectuer cette simulation, et à la fin en va donner le rapport de simulation de trois pièces constituant notre machine pour éclaircir la façon d'utiliser pour simuler le comportement de reste des pièces constituant notre machine.

IV.2. Définition de simulation numérique

La simulation consiste à La transformation d'une réalité physique vers un modèle informatique sur un ordinateur grâce à des logiciels de simulation, après la création du modèle vient la résolution et le calcul des solutions de ces modèles.

Cette fonction nous permet d'avoir une idée sur le comportement du modèle et de rectifier les erreurs et d'économiser du temps et des coûts énormes aussi.

La simulation numérique est intégrée dans la majorité des domaines scientifique et techniques, soit dans la mécanique et la construction métallique, l'électrotechnique et l'électromécanique, la médecine et l'aéronautique...etc.

IV.3. Logiciels de simulation numérique

La variation des domaines d'utilisation de la simulation a donné une longue liste de logiciels de simulation, chaque domaine utilise des logiciels qui lui conviennent.

Pour notre domaine il existe plusieurs logiciels qui permettent de créer des modèles géométriques 3D des pièces et des assemblages et nous permettent de simuler leur comportement physique et mécanique avec la méthode des éléments finis et nous permettent même de faire des simulations cinématiques.

Pour la simulation des pièces constituant notre machine en a utilisé le logiciel (SOLIDWORKS). Et Parmi les autres logiciels connus en trouve :

- ANSYS
- ABAQUS
- CAST3M ...etc.

IV.4. La méthode des éléments finies

Dans la mécanique, La méthode des éléments finie consiste a devisé un modèle géométrique 3D de la pièce complexe à étudier en petites éléments connue tel que les hexaèdres, tétraèdres, triangles, quadrangles...etc. et résoudre les problèmes de calcul de ces structures avec un système d'équations aux dérivées partielles qu'il est souvent impossible de résoudre analytiquement.

C'est la méthode la plus utilisé dans les différents logiciels de simulation et la division du ce modèle géométrique complexe en petite élément s'appelle généralement le maillage.

IV.5. Les étapes à suivre pour notre étude de simulation

Comme première étape en a crée les modèles géométrique 3d des pièces qu'on veut simuler a partir des dimensions proposé, puis l'affectation des matériaux a ces pièces et le choix des matériaux c'est fait selon leurs propriétés physiques et mécaniques.

Après le choix des matériaux vien la mise en place des conditions aux limites et l'application des charges, ces deux dernière représente la nature dont la quelle la pièce travaille.

Les deux dernières étapes sont la création du maillage des pièces et l'exécution de l'analyse, le choix du maillage joue un rôle important sur le résultat de l'analyse, plus le maillage est affiner plus qu'il couvre l'espace le plus possible de la géométrie ce qui donne un résultat plus proche de la réalité, le déroulement des étapes d'une simulation avec logiciel SOLIDWORKS est représenté dans la figure (IV.1).

Après avoir les résultats de la simulation, en analyses les résultats obtenue en va les comparer aux critères de résistances et de validation, et la soit en valide le modèle ou bien en va modifier le modèle afin d'avoir un résultat satisfaisant.

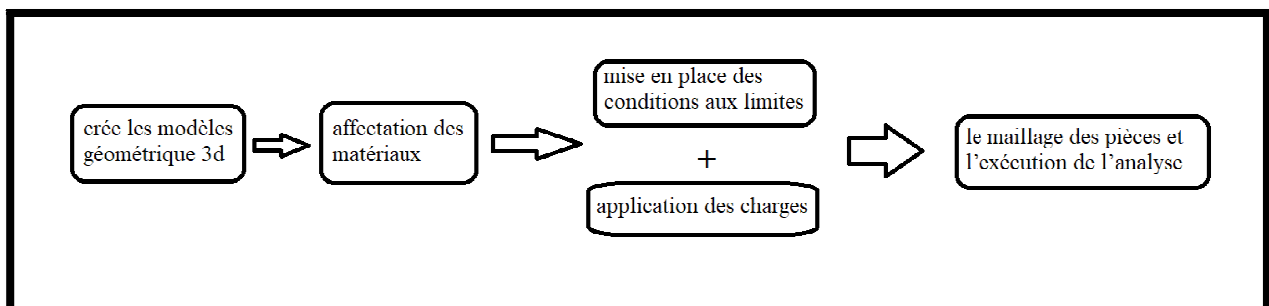


Figure IV.1: un schéma qui représente les étapes de la simulation avec logiciel SOLIDWORKS

IV.6. Simulation de quelques pièces constituante notre affuteuse a commande numérique

IV.6.A. Simulation du support d'axe U

Comme en a cité précédemment, la première étape dans la simulation c'est la création du modèle 3D de notre pièce, le schéma ci-dessous (Figure IV.2) représente le modèle 3D du support d'axe (U) sur lequel nous ferons une simulation afin de déterminer sa résistance, le support est encercler d'un cube imaginaire de 555mmX405mmX350mm.

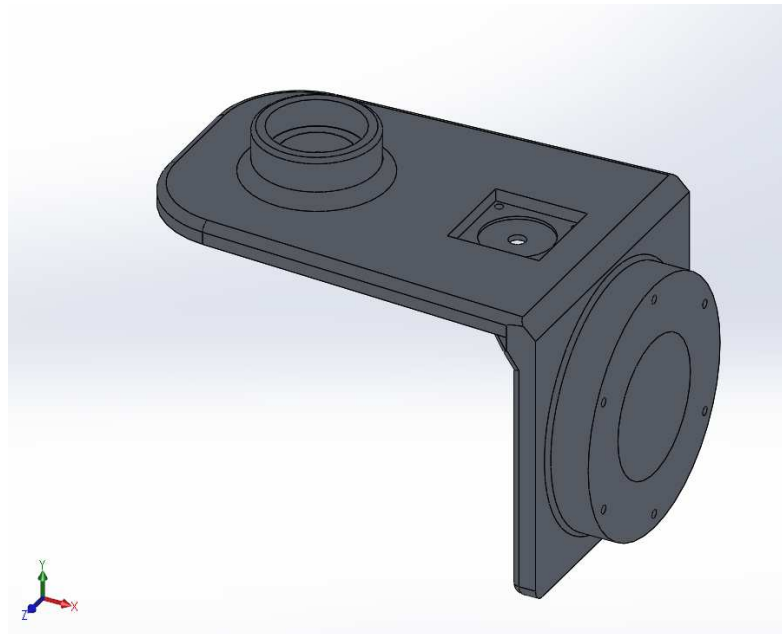


Figure IV.2: présentation de modèle 3d du portique d'axe U

IV.6.A.1. Affectation du matériau

Nous choisissons dans la bibliothèque des matériaux de SOLIDWORKS un alliage d'aluminium qui porte la désignation (356.0-T6 moulage permanent) dont sa limite d'élasticité est ($R_e = 152 \text{ MPa}$) et sa masse volumique est de (2680 kg/m^3) pour plus d'information voire l'annexe 7.

IV.6.A.2. Application des conditions aux limites

Les conditions aux limites sont nécessaires pour définir l'environnement de fonctionnement du modèle, cette étape consiste à fixer la structure dans une position convenable avec sa fixation dans son milieu de travaille réelle.

La pièce repose sur le roulement de guidage utilisé pour l'axe W et elle reste fixe lors de l'opération d'affutage pour cela en a utilisé la géométrie fixe et en a fixé la pièce dans la zone de son contact avec le roulement comme il est illustré dans la figure ci dessous (figure IV.3).

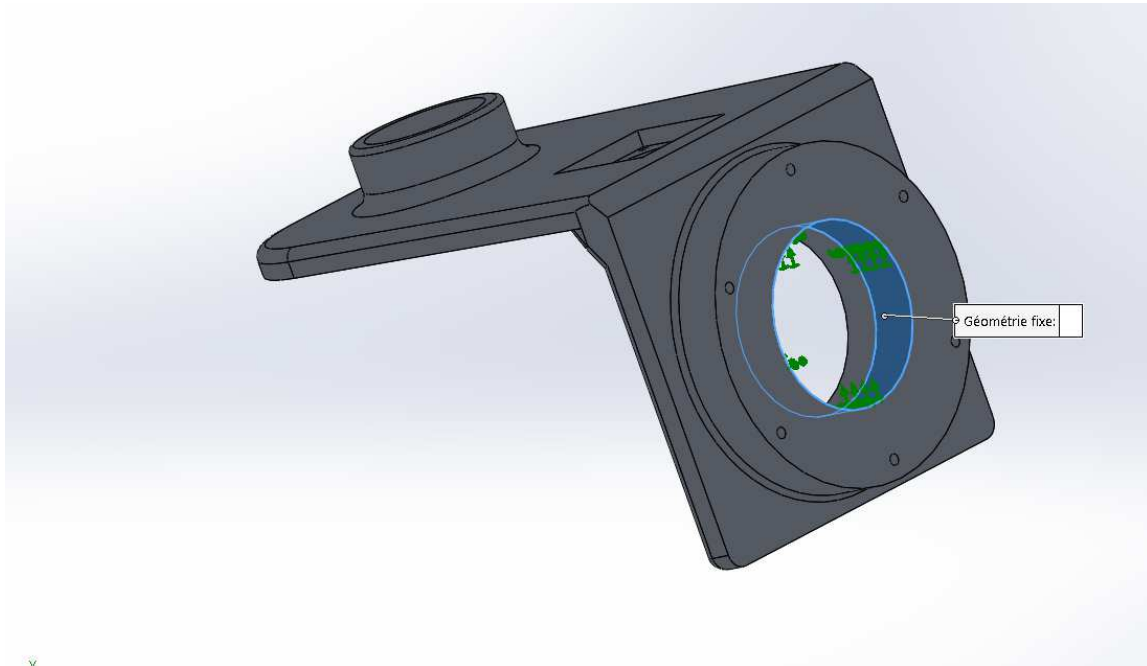


Figure IV.3 : Application des conditions aux limites à l'axe port touret

IV.6.A.3. Application des chargements sur le portique d'axe U

le support doit supporter la masse du moteur pas a pas qui est égale a 7.1kg ce qui donne une force équivalente a 71N, cette force il doit la supporter suivant la direction horizontale et verticale a cause de la rotation du support autour d'axe W.

Le support doit supporter aussi la masse des éléments d'axe U qui est égale a 350N et de même suivant les deux directions cité auparavant.

A partir de ces informations qu'en a appliquer les chargements sur le support afin de se rapprocher de son état réel de fonctionnement, les chargements sont représenté avec des flèches rouge sur la figure si dessous (Figure IV.4).

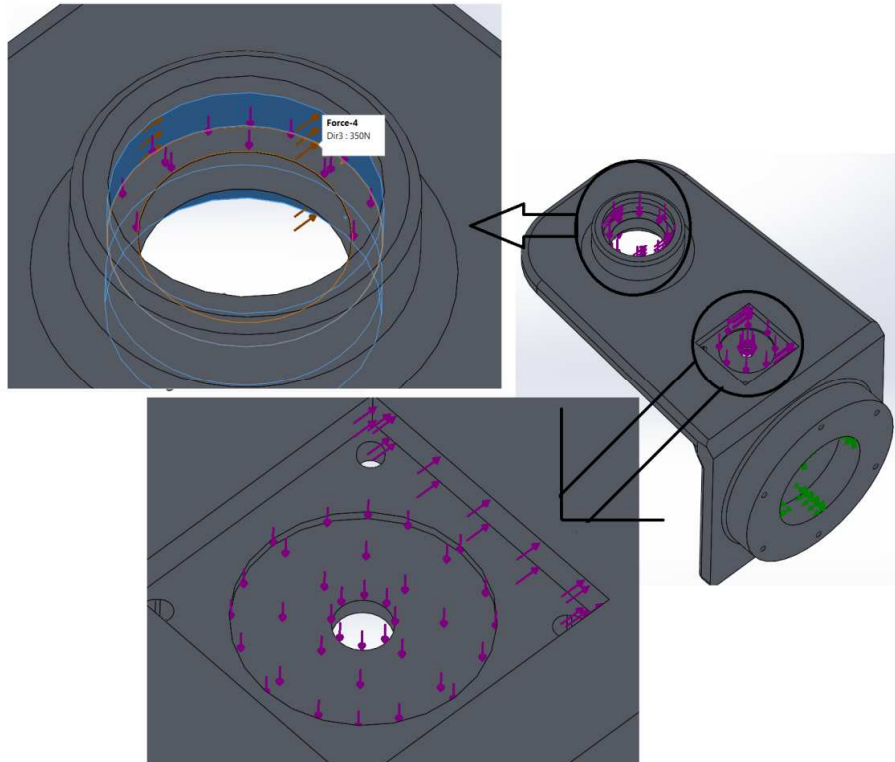


Figure IV.4 : Application des chargements sur le support

IV.6.A.4. Le maillage

Le choix du maillage (figure IV.5) joue un rôle important dans la simulation comme en a cité avant pour cela en a choisie un maillage volumique standard de haute qualité, la taille des éléments de maillage est de 4mm avec une tolérance de 0.2mm ce qui nous a donner un nombre totale des nœuds de (1247067) et le nombre totale des éléments égale a (872324).

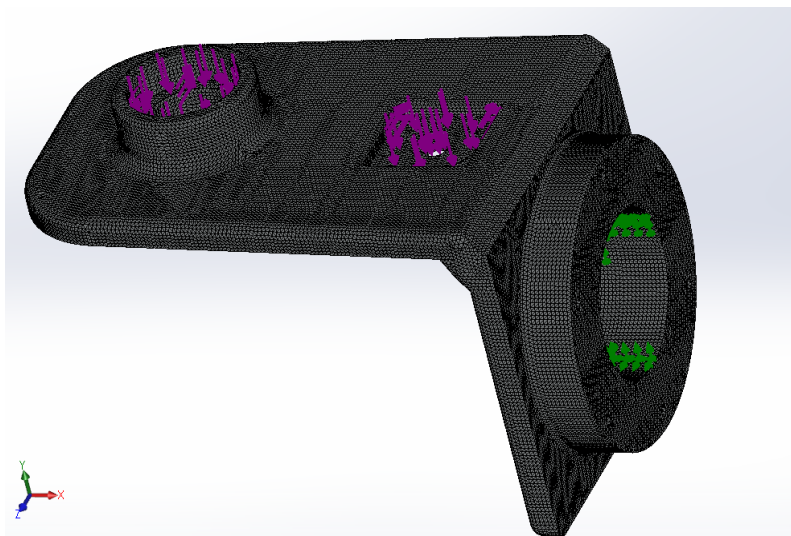


Figure IV.5 : Application du maillage au support d'axe U

IV.6.A.5. La distribution des contraintes

La figure suivante représente la distribution des contraintes de Von mises en en (MPa) sur le support d'axe U.

Dans la figure IV.6 nous remarquons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que la zone avec la couleur rouge est la zone plus sollicitée dans notre pièce avec une contrainte de 9.53 MPa sachant que la limite élastique du matériau utilisé est de 152MPa ce qui signifie que notre support va résister aux sollicitations imposées.

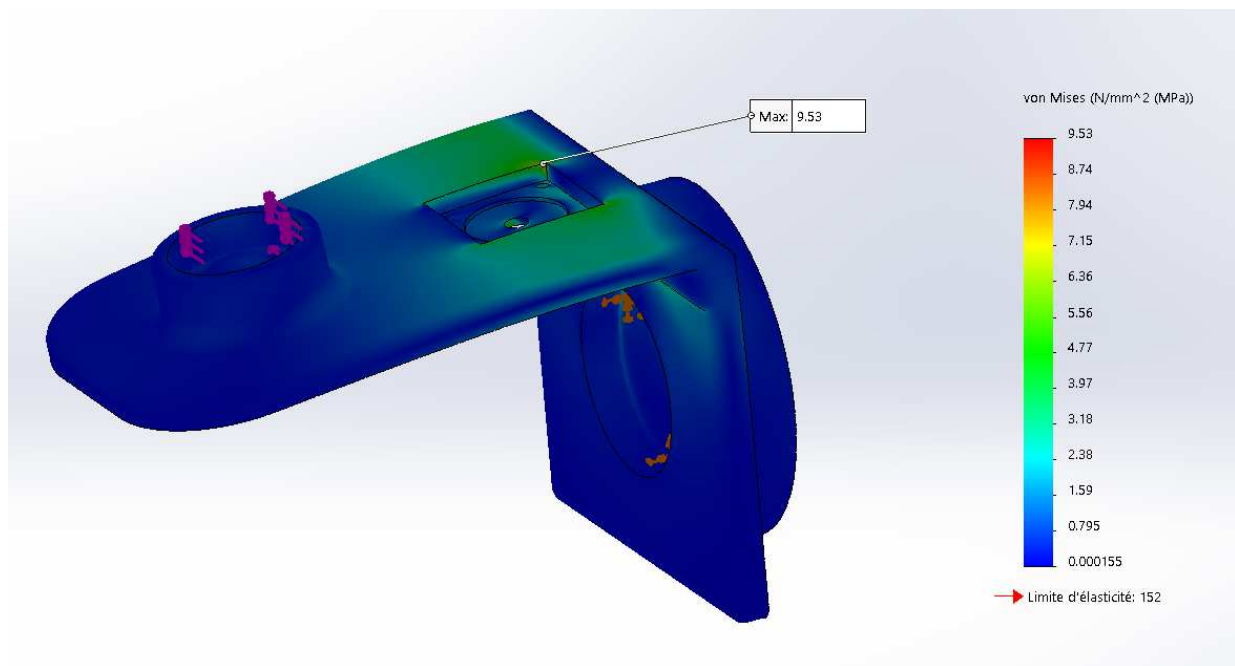


Figure IV.6: La distribution des contraintes de Von Mises dans le support d'axe U

IV.6.A.6. La distribution des déplacements

La figure IV.7 représente les déplacements en (mm) des éléments de notre structure, Nous constatons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que le déplacement maximum de la zone rouge indiquée sur la figure est d'ordre de 0.274mm, cette valeur est obtenue dans le cas où le support subit le maximum des charges dans les deux directions ce qui ne peut pas arriver car la valeur des charges diminue et augmente jusqu'à la valeur maximale supposée lors de la rotation autour d'axe W, les charges selon l'axe Z augmentent avec la diminution des charges selon l'axe Y et vice-versa, Donc nous pouvons conclure que c'est un résultat satisfaisant.

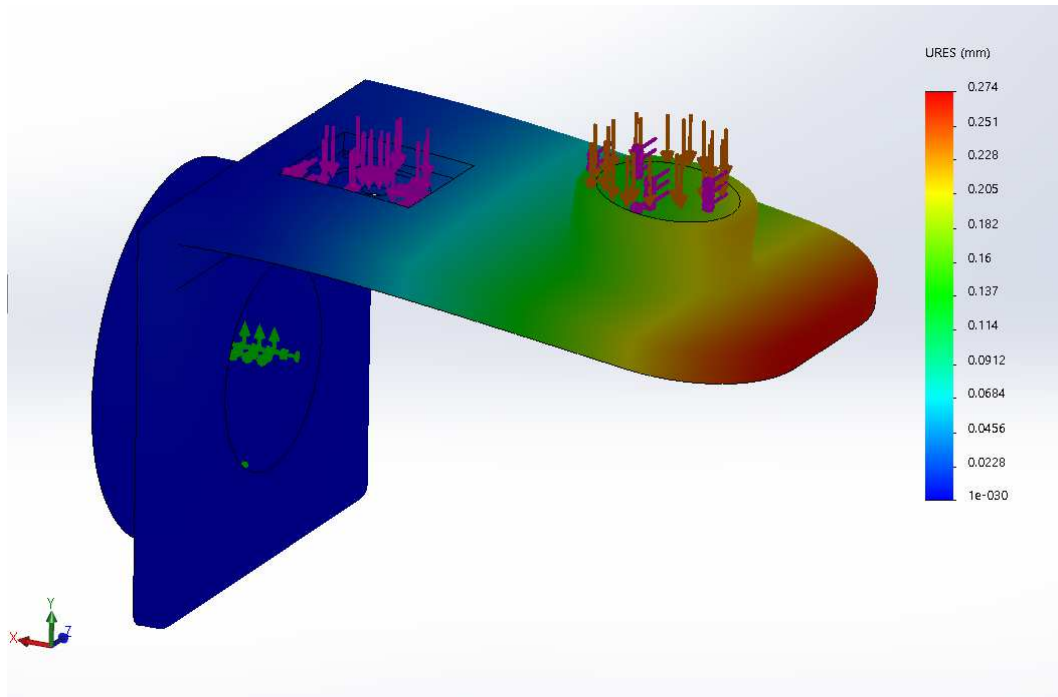


Figure IV.7: La distribution des déplacements dans le support d'axe U

IV.6.A.7. La distribution des déformations

La figure suivante (figure IV.8) représente la déformation $\varepsilon = (\Delta L/L_0)$ des éléments de notre pièce, nous remarquons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que la déformation maximale de support d'axe U (zone indiquée en rouge) est $\varepsilon = 1.085 \cdot 10^{-4} = 0,01085\%$, c'est une déformation assez faible et acceptable.

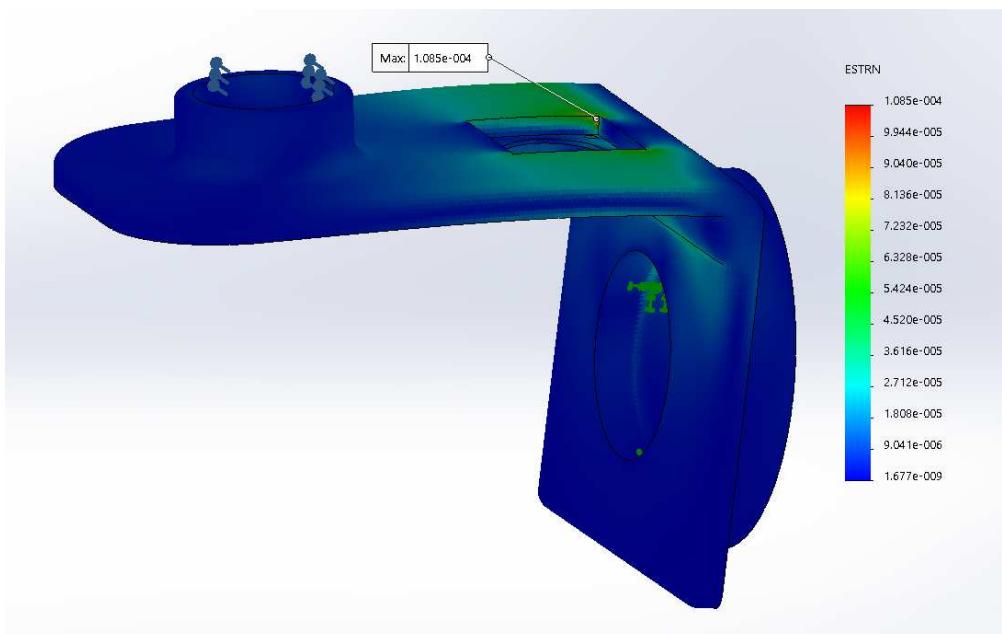


Figure IV.8: La distribution des déformations dans le châssis.

IV.6.A.8. La distribution de coefficient de sécurité

La figure (IV.9) illustre la distribution du coefficient de sécurité dans le support d'axe U (rapport entre la contrainte admissible et la contrainte appliquée), nous constatons (en accord avec les couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que le coefficient de sécurité minimum dans le support d'axe est de l'ordre de 16 se situe dans la zone indiquée en rouge, par contre les zones en bleu ont un coefficient de sécurité assez grand ce qui veut dire que on peut optimiser de la matière et diminuer le poids de la pièce en diminuant les épaisseurs des zones bleues ce qui va affecter sur le choix des éléments de machines aussi.

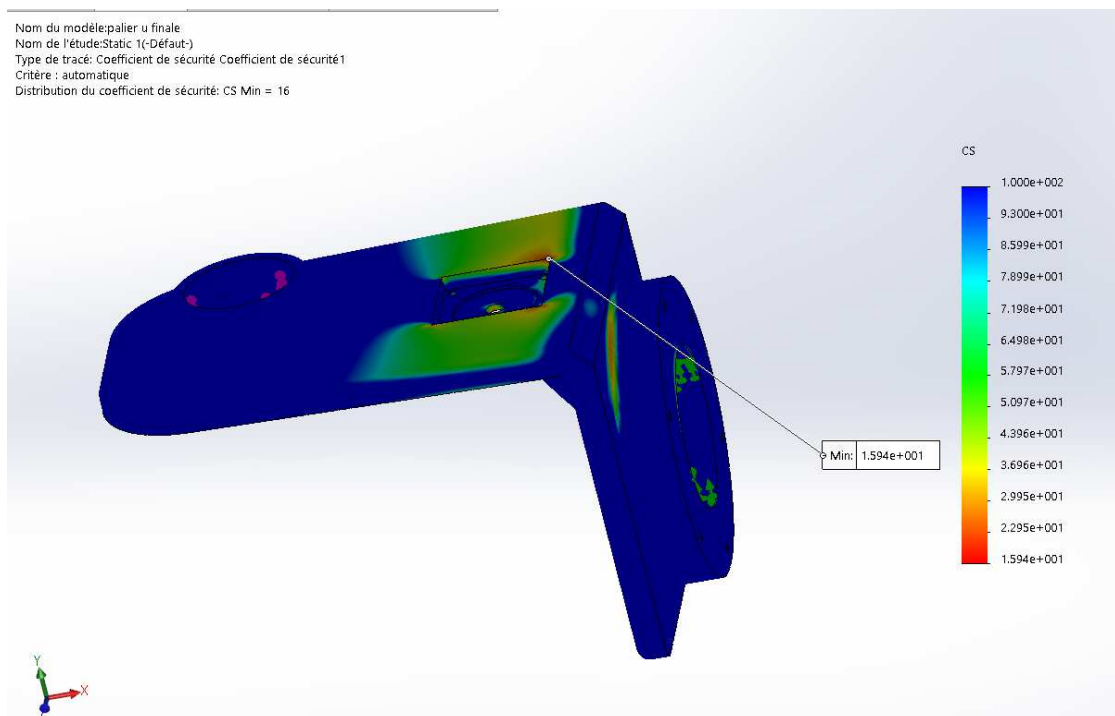


Figure IV.9: La distribution des coefficients de sécurité

IV.6.B. Simulation du portique d'axe W

La figure ci-dessous (Figure IV.10) représente le modèle 3D de portique d'axe W sur lequel nous ferons une simulation afin de déterminer sa résistance en va suivre les mêmes étapes utilisées pour la simulation du support d'axe U, le portique est encerclé d'un cube imaginaire de 135mm*220mm*220mm.

D'après le calcul RDM que on a fait pour déterminer le diamètre de l'arbre que l'axe W tourne autour d'elle, on a trouvé que le diamètre minimal doit dépasser (sa valeur) et dans la conception on a utilisé un diamètre de 120mm.

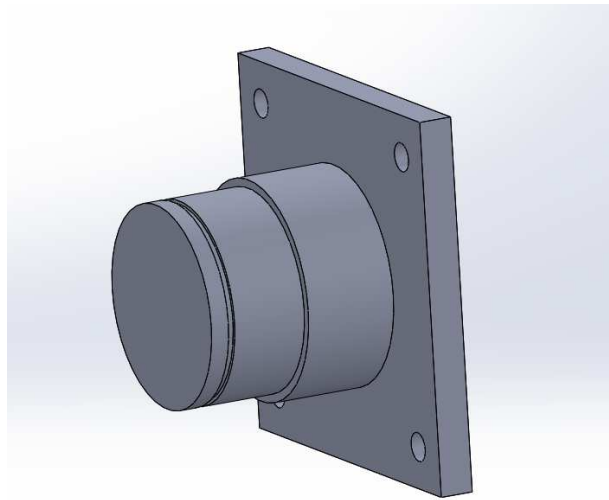


Figure IV.10: model 3D du portique d'axe W

IV.6.B.1. Affectation du matériau

Nous choisissons dans la bibliothèque des matériaux de SOLIDWORKS un alliage d'aluminium qui porte la désignation (5052-H38 Barre) dont sa limite d'élasticité est ($Re = 254$ MPa) et sa masse volumique est de (2680 kg/m^3) pour plus d'information voire l'annexe 7.

IV.6.B.2. Application des conditions aux limites

La pièce est fixer a la table translatant suivant l'axe Z avec 4 vis a tête cylindrique a 6 pans creux, sachant que en a usiné une rainure sur la table pour que le portique d'axe W soit bien positionner. Pour cela en a utilisé la géométrie fixe et en a fixer la pièce dans la zone de son contacte avec la table translatant et les parcages des vis utiliser pour la fixation comme il est illustré dans la figure ci dessous (figure IV.11).

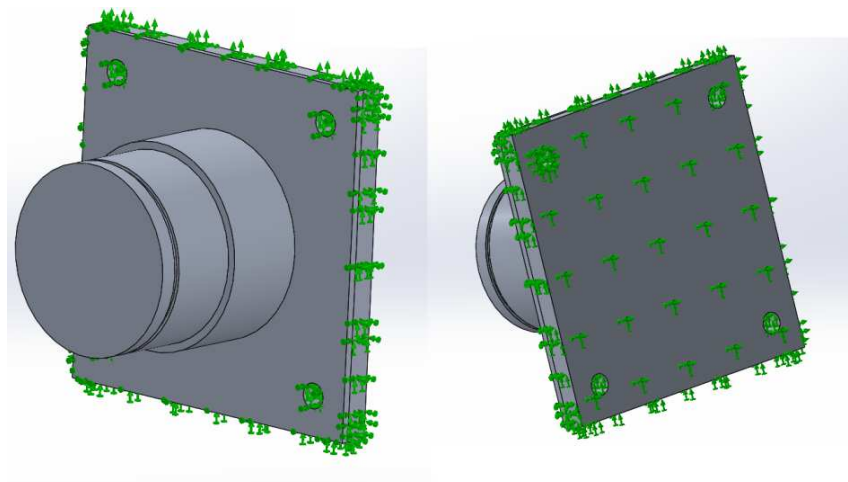


Figure IV.11 : Application des conditions aux limites sur le portique d'axe W

IV.6.B.3. Application des chargements

Le support doit supporter la masse des éléments d'axe U et la masse des éléments d'axe w qui est égale au totale a 1000N et puisque le support reste fixe les charges suit la direction verticale.

A partir de ces informations qu'en a appliquer les chargements sur le support afin de se rapprocher de son état réel de fonctionnement, les chargements sont représenté avec des flèches rouge sur la figure si dessous (Figure IV.12).

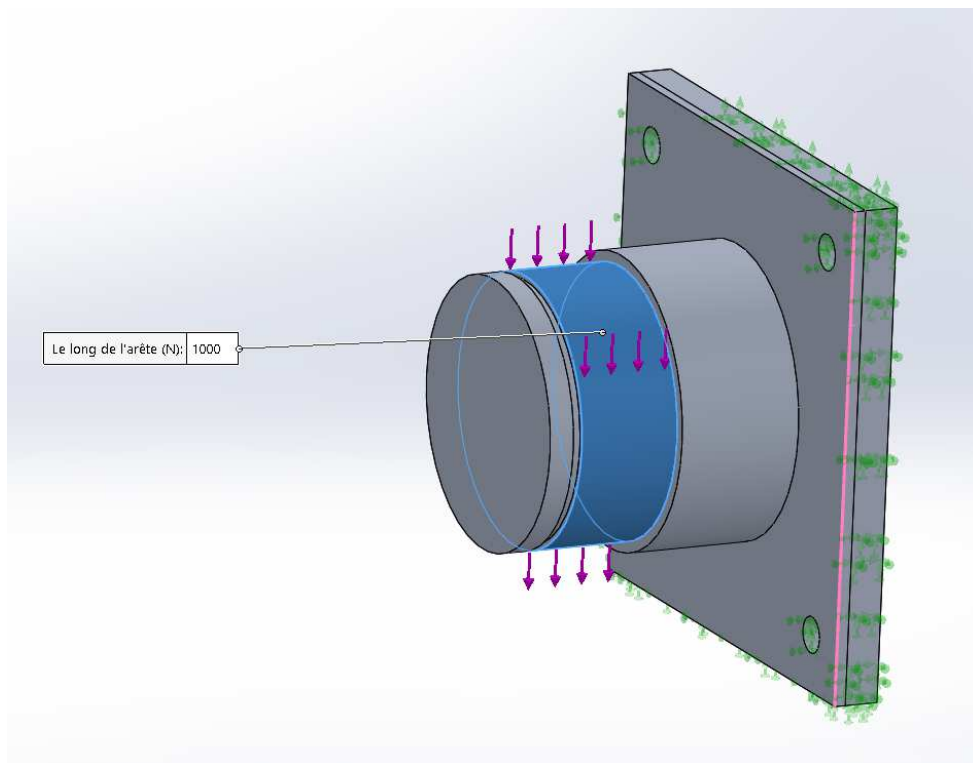


Figure IV.12 : Application des chargements sur le portique

IV.6.B.4. Le maillage

Pour le portique d'axe W en a choisie un maillage volumique standard de haute qualité, la taille des éléments de maillage est de 2mm avec une tolérance de 0.1mm ce qui nous a donner un nombre totale des nœuds de (1503251) et le nombre totale des éléments égale a (1068505), en affiner le maillage pour cette pièce pour avoir un résultat plus précis car cette pièce doit supporter une grande charger qui est constante contrairement a la pièce précédente qui support des charges variables selon le positionnement de la pièce, le maillage de portique axe W est représenter dans la figure suivante (figure IV.13)

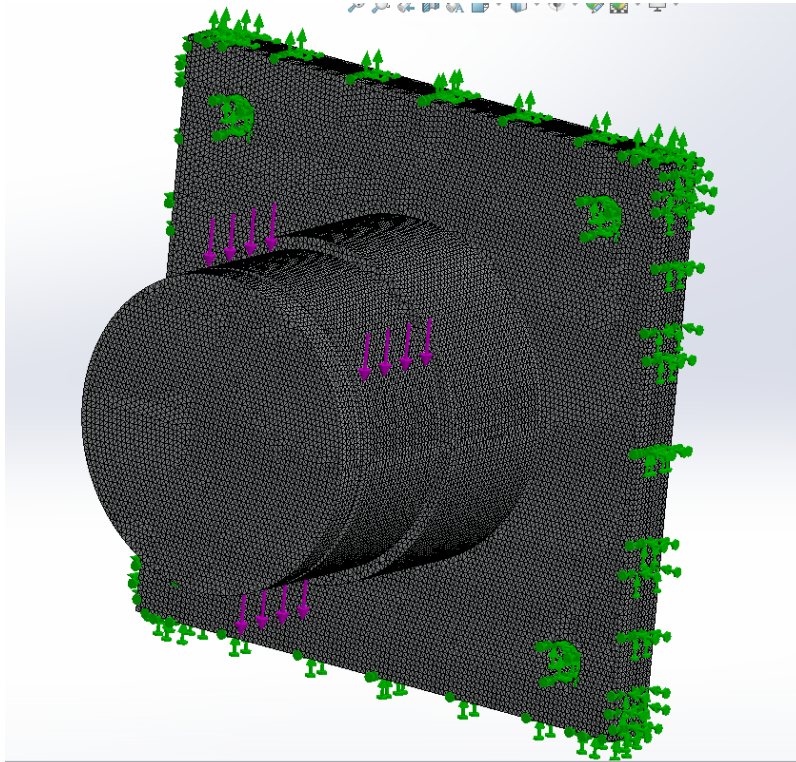


Figure IV.3: Le maillage du portique d'axe W

IV.6.B .5. La distribution des contraintes

Dans la figure IV.14 qui représente la distribution des contraintes de Von mises en en (MPa) sur le support d'axe U, nous remarquons que la zone avec la couleur rouge est la zone plus sollicitée dans notre pièce avec une contrainte de 0.858 MPa sachant que la limite élastique du matériau utilisé est de 254MPa ce qui signifie que notre support va résister aux sollicitations imposées.

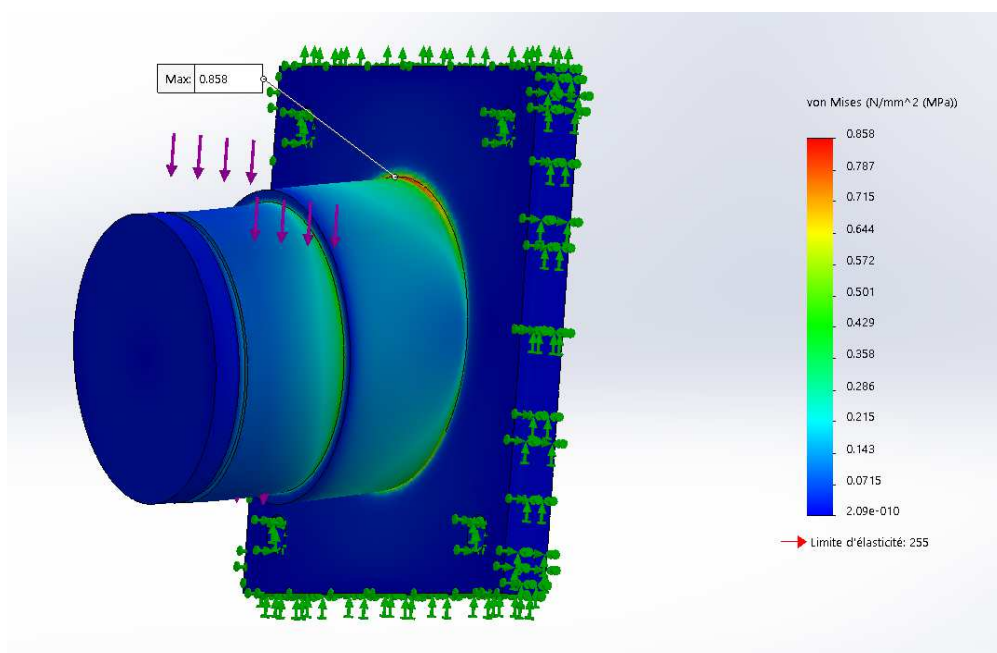


Figure IV.14: La distribution des contraintes de Von Mises dans le portique d'axe W

IV.6.B.6. La distribution des déplacements

La figure IV.15 représente les déplacements en (mm) des éléments de notre structure avec un échèle de déformation qui est égale 32081.9, Nous constatons que le déplacement maximum de la zone rouge indiqué sur la figure est d'ordre de 0.0007mm elle est presque nulle.

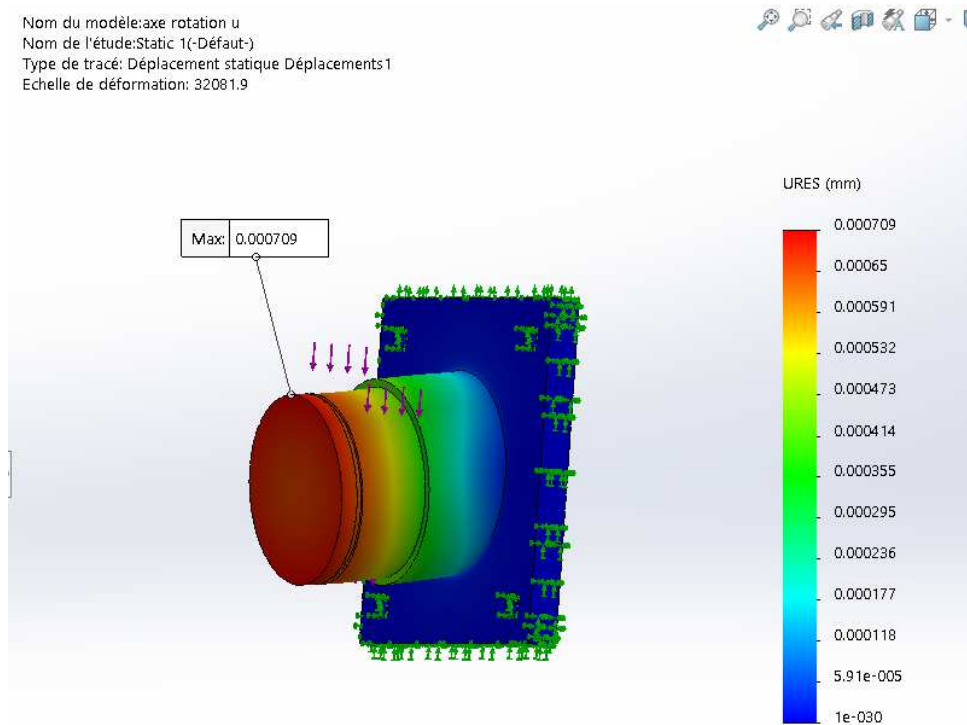


Figure IV.15: La distribution des déplacements dans le portique d'axe W

IV.6.B.7. La distribution des déformations

La figure suivante (figure IV.16) représente la déformation $\varepsilon = (\Delta L/L_0)$ des éléments de notre pièce, nous remarquons que la déformation maximale de portique d'axe W (zone indiquée en rouge) est $\varepsilon = 1.075 * 10^{-5} = 0,001075\%$.

C'est une déformation négligeable donc c'est mieux de diminuer les dimensions de l'arbre afin d'optimiser les couts de fabrication et la matière, l'optimisation des couts de fabrication va générer une baisse de prix de vente et ce qui est connue que les clients cherche toujours le meilleur rapport qualité-prix.

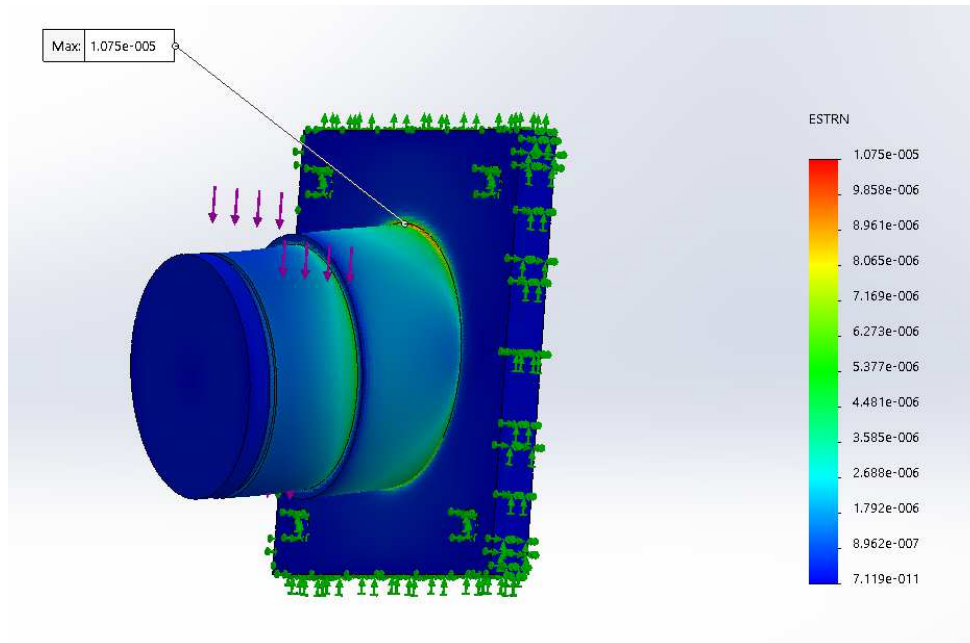


Figure IV.16: La distribution des déformations dans le portique d'axe W

IV.6.B.8. La distribution de coefficient de sécurité

La figure (IV.17) illustre la distribution du coefficient de sécurité dans le support d'axe W, nous constatons que le coefficient de sécurité minimum dans le support d'axe W est de l'ordre de 300 qui est un rapport de sécurité énorme pour une telle pièce, comme solution a proposé en peut changer le matériau de la pièce avec un matériau moins chère et qui va résister à l'effort subit ou bien diminuer le diamètre de l'arbre a condition qu'il sera supérieur au diamètre calculer dans le chapitre III.

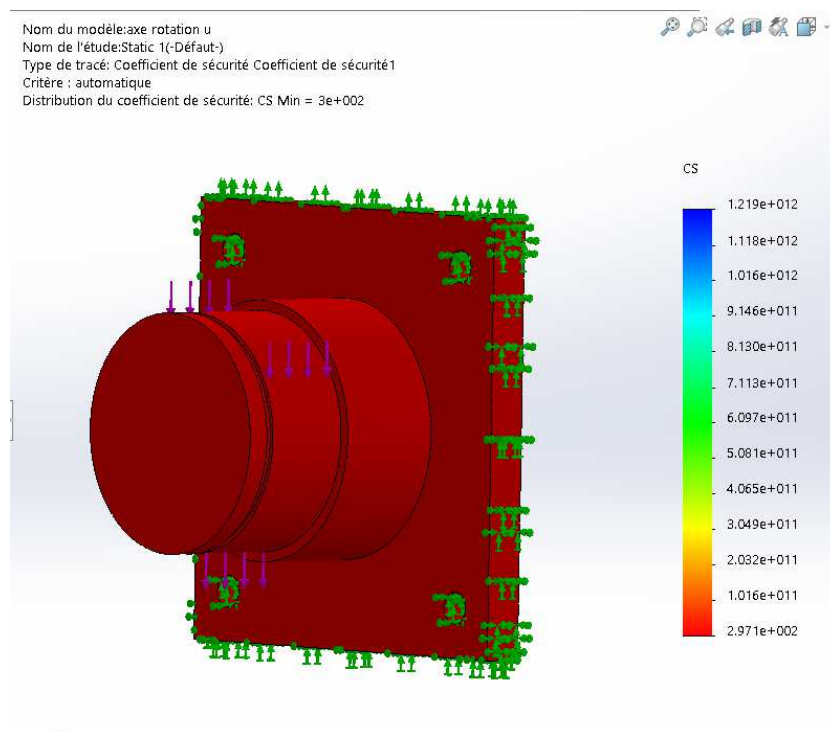


Figure IV.17: La distribution des coefficients de sécurité dans le portique d'axe W.

IV.6.C. Simulation de l'arbre porteuse des meules

Le schéma ci-dessous (Figure IV.18) représente le modèle géométrique de l'arbre porteuse des meules sur lequel nous ferons une simulation afin de déterminer sa résistance, l'arbre est usiné à partir d'un cylindre plein de diamètre 55 et longueur de 135mm.

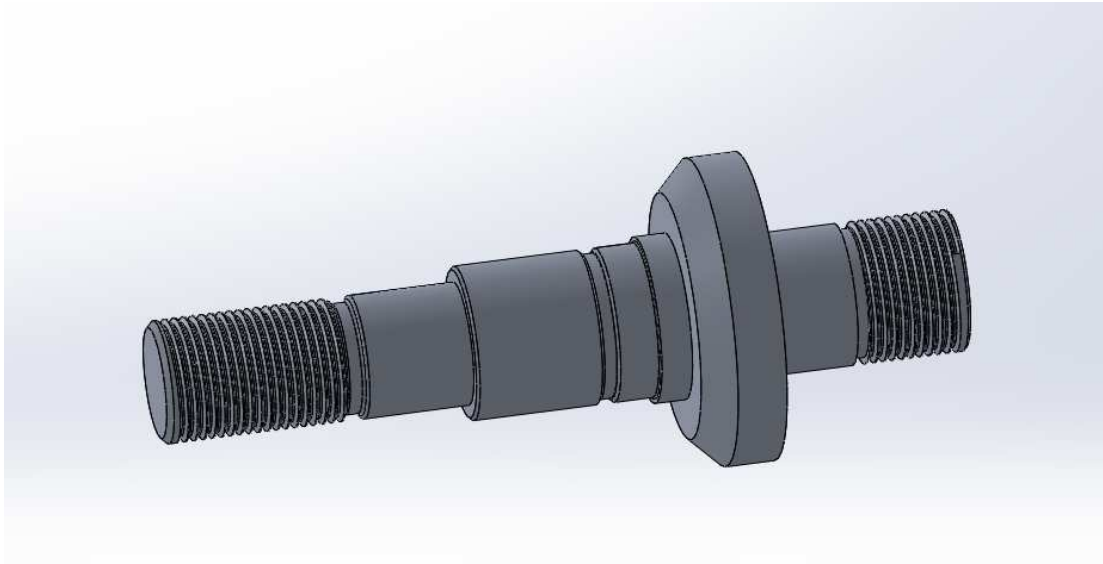


Figure IV.18 : modèle géométrique de la pièce à simuler

IV.6.C.1. Affectation du matériau

Nous choisissons dans la bibliothèque des matériaux de SOLIDWORKS un alliage d'aluminium qui porte la désignation (5052-H38 Barre) dont sa limite d'élasticité est ($Re = 254$ MPa) et sa masse volumique est de (2680 kg/m^3) le même matériau pour la pièce précédente pour plus d'information voir l'annexe 7.

IV.6.C.2. Application des conditions aux limites

La pièce est fixer au rotor de l'électro-broche elle est guider aussi par un roulement et pour cela en a fixé la pièce dans les surfaces qui sont en contact avec le roulement et le rotor de l'électro-broche c'est ce qui est représenté dans la figure IV.19.

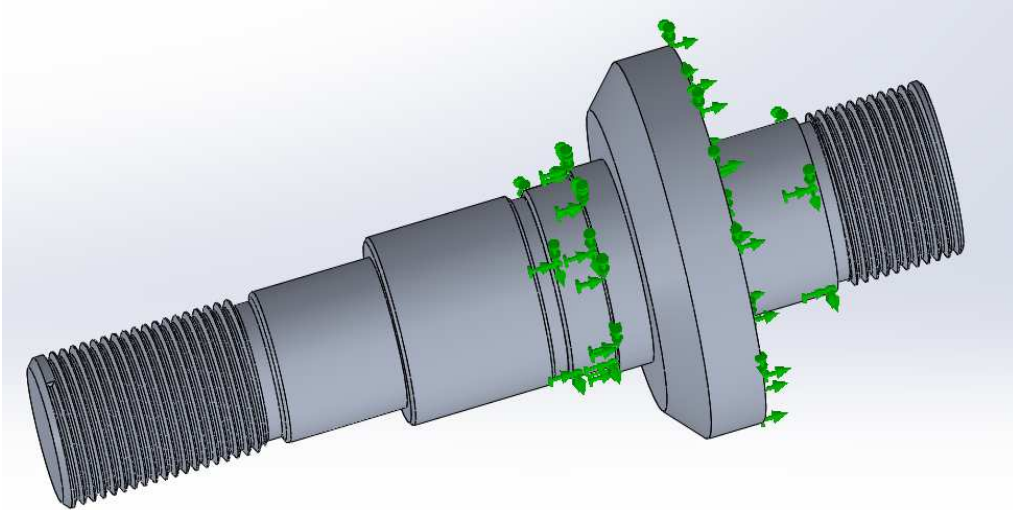


Figure IV.19 : Application des conditions aux limites sur

IV.6.C.3. Application des chargements

L'arbre doit supporter le poids de la meule et son écrou de serrage qui est égale a 35N et le couple moteur qui est égale a un couple maximale de 3.4Nm, elle doit supporter aussi une traction dans le cas de son positionnement verticale, une force de traction qui est égale a 35N.

A partir de ces informations qu'en a appliquer les chargements sur le support afin de se rapprocher de son état réel de fonctionnement, les chargements sont représenté avec des flèches rouge sur la figure si dessous (Figure IV.20).

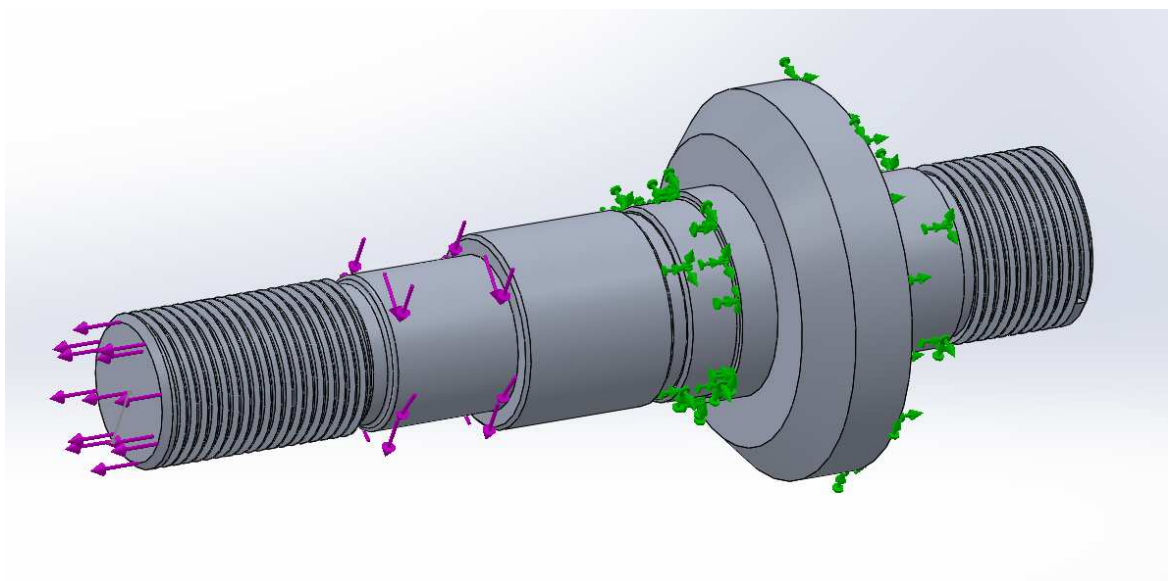


Figure IV.20: Application des chargements sur l'arbre

IV.6.C.4. Le maillage

Pour l'arbre aussi on a choisie un maillage volumique standard de haute qualité, la taille des éléments de maillage est de 2mm avec une tolérance de 0.1mm ce qui nous a donner un nombre totale des nœuds de (178972) et le nombre totale des éléments égale a (122393), le maillage est représenté par la figure IV.21.

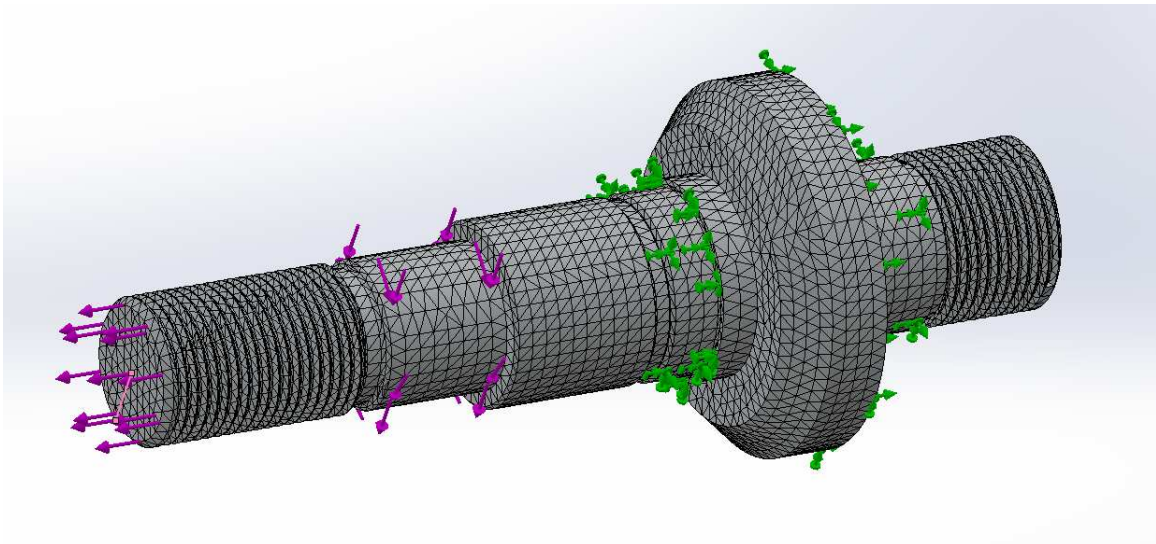


Figure IV.21: Le maillage de l'arbre

IV.6.C.5. La distribution des contraintes

Dans la figure IV.22 qui représente la distribution des contraintes de Von mises en en (MPa) sur l'arbre, nous remarquons que la zone avec la couleur rouge est la zone plus sollicitée dans notre pièce avec une contrainte de 6.05 MPa sachant que la limite élastique du matériau utilisé est de 254MPa ce qui signifie que notre arbre va résister aux charges imposées.

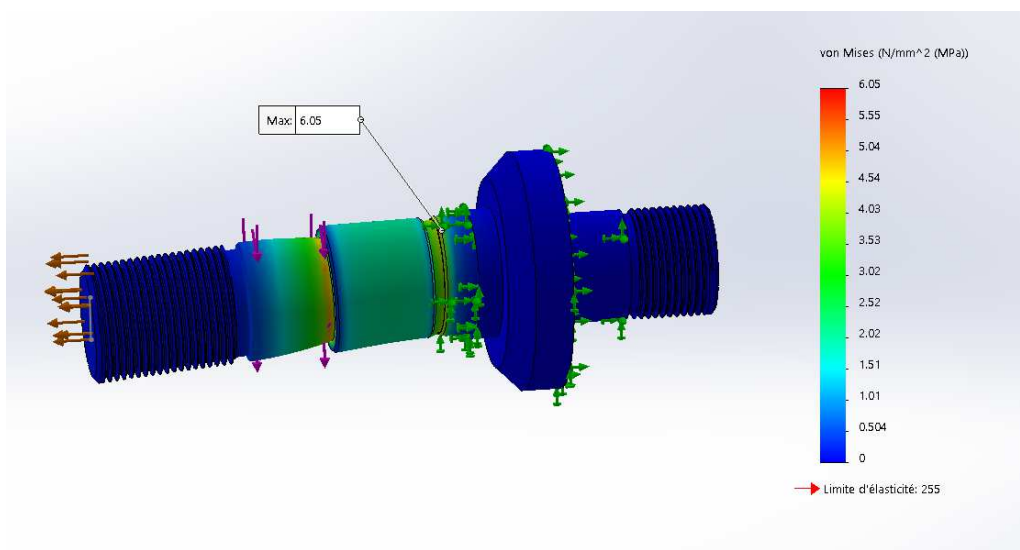


Figure IV.22: la distribution des contraintes de Von mises en MPa

IV.6.C.6. La distribution des déplacements

La figure IV.23 représente les déplacements en (mm) des éléments de notre arbre. Nous constatons que le déplacement maximum de la zone rouge indiquée sur la figure est d'ordre de 0.0007mm elle est presque nulle.

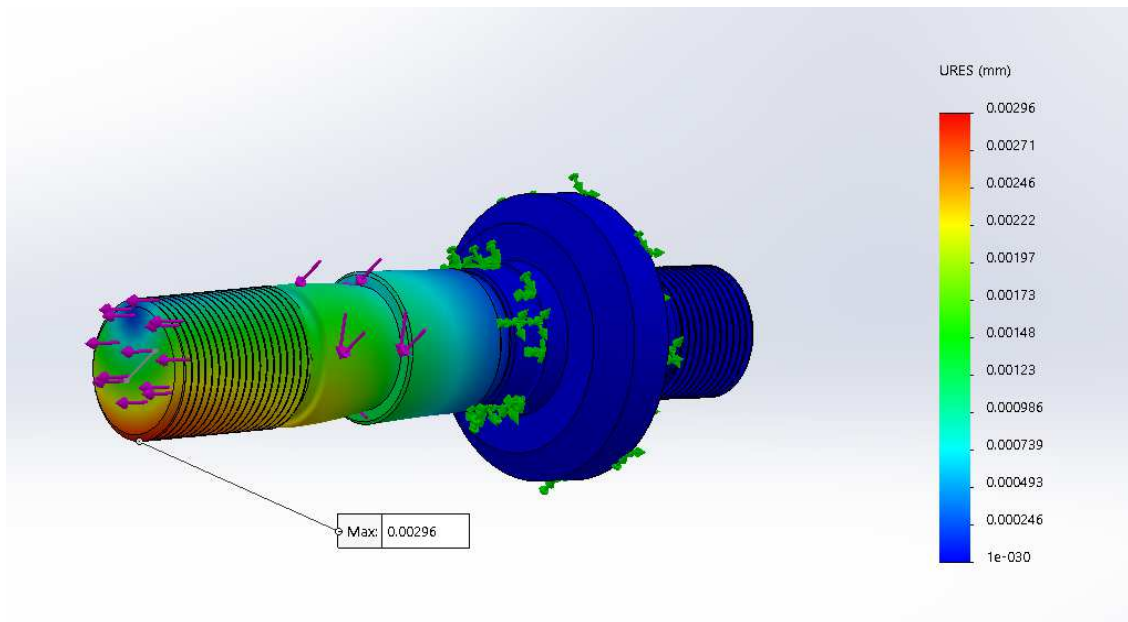


Figure IV.23: La distribution des déplacements en (mm) dans l'arbre

IV.6.C.7. La distribution des déformations

La figure suivante (figure IV.24) représente la déformation ϵ des éléments de notre arbre, nous remarquons que la déformation maximale de l'arbre (zone indiquée en rouge) est $\epsilon = 6.213 \cdot 10^{-5} = 0,006123\%$, c'est une valeur acceptable du côté de résistance de la pièce.

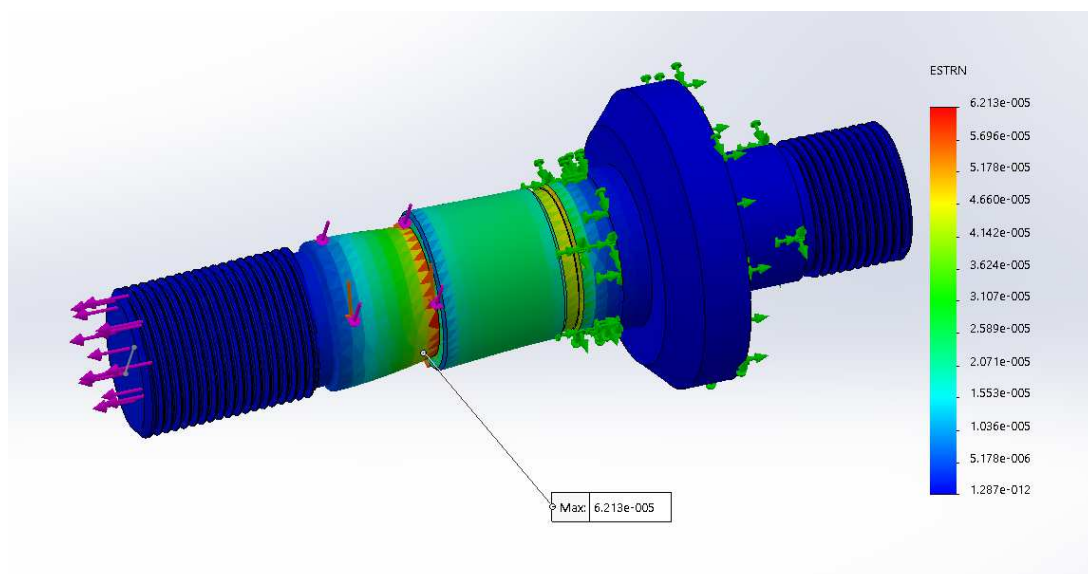


Figure IV.24: La distribution des déformations dans l'arbre

IV.6.C.8. La distribution de coefficient de sécurité

La figure (IV.25) illustre la distribution du coefficient de sécurité dans l'arbre, nous constatons que le coefficient de sécurité minimum dans le support d'axe W est de l'ordre de 42, ce qui signifie que on peut appliquer des efforts supérieurs 42 fois plus sur celle appliquée et l'arbre va résister.

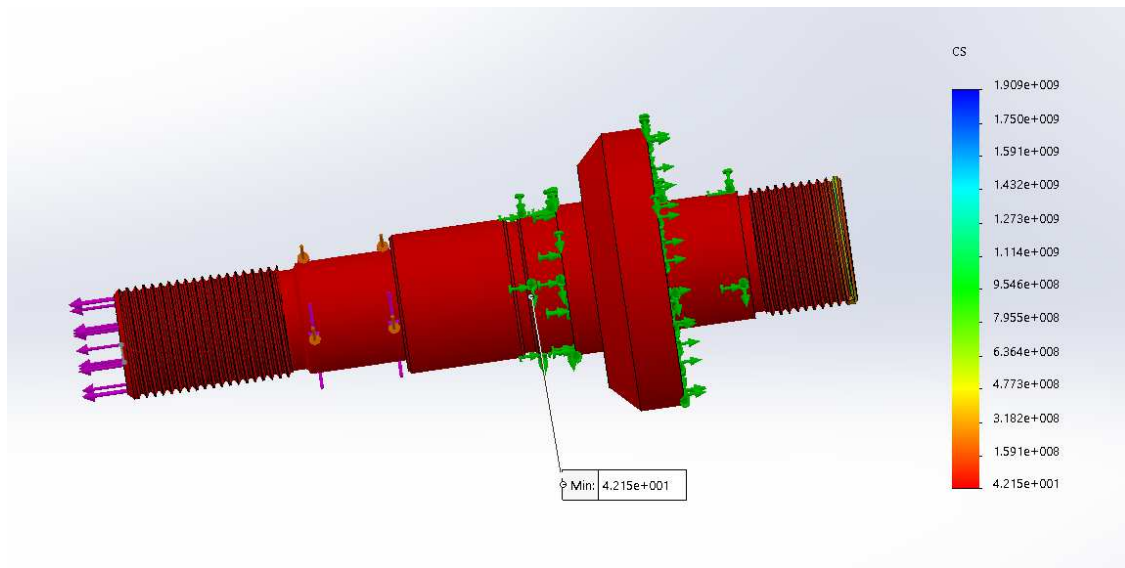


Figure IV.25: La distribution des coefficients de sécurité dans l'arbre

IV.7. Remarques et propositions

Pour notre prototype, on a conçu le modèle 3D avant de faire les calculs de la RDM, les dimensions des pièces sont désignées par estimation, c'est pour cela. On remarque que les coefficients de sécurité obtenus durant la simulation sont assez grands, du côté de la résistance et le fonctionnement du prototype c'est un résultat positif tant que les pièces vont résister aux sollicitations, par contre on a négligé les efforts de coupe durant notre simulation ce qui peut être une autre raison justifiant ces coefficients de sécurité augmentés.

Par contre le grand coefficient de sécurité signifie qu'on peut diminuer les dimensions des pièces et leurs formes en gardant leur résistance, la modification des dimensions va diminuer les masses de ces pièces ce qui va influencer sur le dimensionnement des éléments de machines et les moteurs.

Par exemple la diminution des dimensions de portique d'axe W va influencer sur le choix de roulement de guidage de cette axe et le dimensionnement de la vis à bille utiliser pour le déplacement d'axe Z.

Conclusion générale

Le but de ce travail c'est l'étude et la conception d'une affûteuse à commande numérique destinée pour l'affûtage des outils de coupes utilisé dans les procédés d'usinage.

Pour ce dernier, nous avons utilisée le système de conception assisté par ordinateur (SOLIDWORKS) pour la conception et la simulation du modèle, ainsi de différentes lois de la RDM pour le dimensionnement et le choix des éléments constituant notre machine.

Ce travail nous a permis d'avoir une idée générale sur l'opération d'affûtage d'outils de coupes, ainsi les différents éléments constituant les machines outils a commande numérique en général .en suite, on a conçu le model 3d de notre machine avec le logiciel SOLIDWORKS et simuler son fonctionnement .en outre, on vérifiée la résistance de multiples pièces avec le même logiciel qui utilise la méthode des éléments finis comme méthode de calcule.

On a dimensionné les différents éléments des machines outils pour la détermination des outils convenant à notre conception, sachant qu'on a négligé les efforts de coupe durant le calcule en appuyant sur le fonctionnement basic de notre premier prototype, en perspective on souhaite que cette étude soit améliorée afin de donner plus de crédibilité au projet

References bibliographiques.

- [1]. TOOL AND CUTTER SHARPENING. Harold hall, 2006.
- [2]. <http://i44.servimg.com/u/f44/14/84/32/08/p1040553.jpg> consulter le (09/10/2019 16:30)
- [3]. <https://journals.openedition.org/pallas/3789?lang=en> consulter le (09/10/2019 16:38)
- [4]. <https://www.systemed.fr/fiches-bricolage/menuiserie-fabriquer-ses-manches-d-outils,205.html> le (09/10/2019 16:42)
- [5]. https://www.researchgate.net/figure/Enlevement-de-matiere-par-abrasion_fig1_317324917 consulter le (02/05/2019 13:02)
- [6]. Fundamentals of machine Tools. Training circular.No.9-524 headquarters department of army, Washington, DC, 29 October1996.
- [7]. Machine Tools and Workshop practice for engineering students and apprentices, by ALFREED PARR – 1905.
- [8]. http://www.troue-affutage.fr/upload/images/parc-machine_08.jpg consulter le (02/05/2019 13:20)
- [9]. <https://www.optimachines.com/affuteuses-a-forets-affuteuses-universelle-tourets-daffutage/8167-affuteuse-universelle-optimum-gh-20t-400v.html> consulter le (02/05/2019 13:40)
- [10]. <https://www.ingersoll-imc.de/fr/produits/nouveaute/outil-de-fraisage/> consulter le (02/05/2019 14:10)
- [11]. https://imele.actioncom.fr/dbIMAGE/cnc8/hd/I_1371483902509.JPG consulter le (06/05/2019 08:50)
- [12]. https://img.directindustry.fr/images_di/photo-g/35541-2461863.jpg consulter le (06/05/2019 09:10)
- [13]. Machining Fundamentals, from basic to advanced techniques, by JHON R. Walker-2000.
- [14]. https://www.espaceaeronautique.com/societe/images/photos/LOGY7118349_broche_en_coupe.JPG consulté le (06/05/2019 09:30)
- [15]. <https://www.bikelec.fr/blog/kit-electrique-velospeeder-a-friction/> consulté le (06/05/2019 09:40)

- [16]. http://pedagogie.ac-limoges.fr/sti_si/accueil/FichesConnaissances/Sequence3SSi/res/Modele_poulie_courroie_1.jpg consulté le (06/05/2019 09:50)
- [17]. https://www.larousse.fr/encyclopedie/data/images/1000715-Types_daccouplements_m%c3%a9caniques.jpg consulté le (06/05/2019 10:15)
- [18]. <https://agora-technique.com/wp-content/uploads/2017/09/vb-std-01-2.jpg> consulté le (08/05/2019 18:30)
- [19]. https://pictures.attention-ngn.com/portal/243/272950/products/1342622227.23_6_o.jpg consulté le (08/05/2019 18:40)
- [20]. <https://www.usinenouvelle.com/expo/mono-rail-guidage-lineaire-a-recircul-p269853.html> consulté le (08/05/2019 18:50)
- [21]. <http://barreau.matthieu.free.fr/cours/Liaison-pivot/images/icone2.gif> consulté le (08/05/2019 21:40)
- [22]. https://www.researchgate.net/profile/Grad_Hicham/publication/262280982/figure/fig5/AS:296683524116480@1447746272132/4-Vue-eclatee-des-elements-constitutifs-dun-roulement-a-billes.png consulté le (08/05/2019 21:50)
- [23]. CONCEPTION ET CALCUL DES ÉLÉMENTS DE MACHINES, VOLUME 2, Version 1, juin 2006.
- [24]. Catalogue des roulements marque SKF 2019-07-01
- [25]. Catalogue des moteurs pas a pas de marque [YUHAI MOTOR]
- [26]. catalogue technique (COURROIES, POULIES DENTÉES ET ACCESSOIRES), marque BINDER
- [27]. Catalogue des elements de guidage linéaire marque MICHAUD CHAILLY

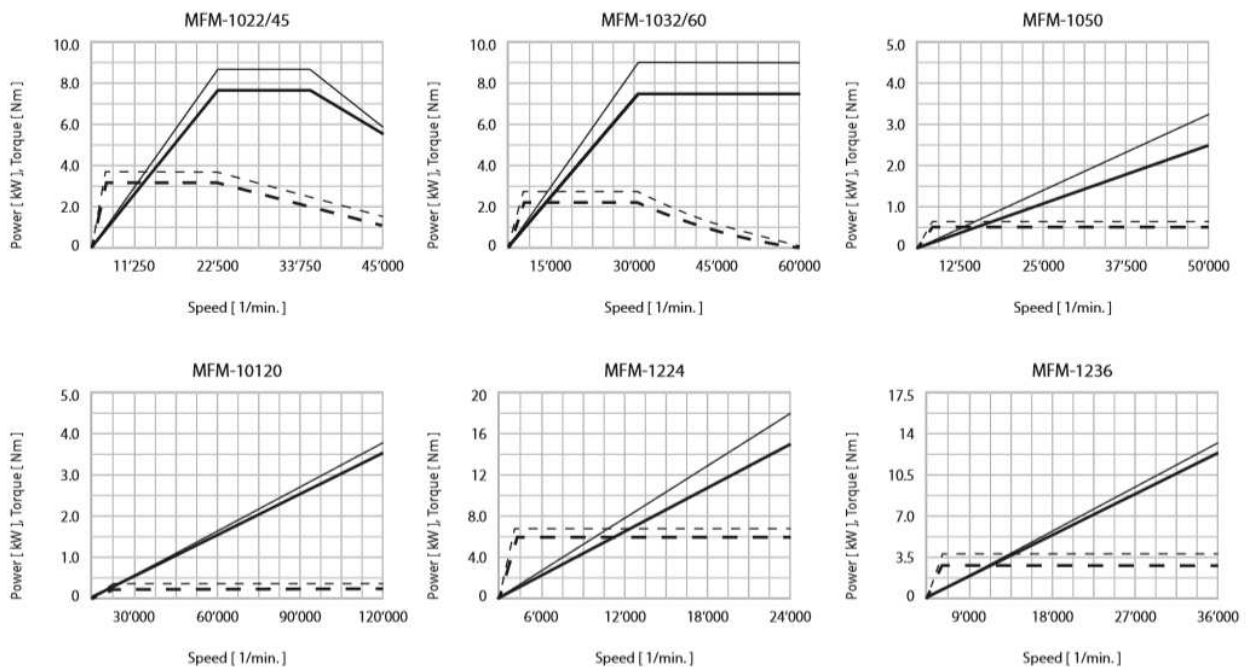
Annexe 1.

MFM models

Type	Taper	Lubrication	D [mm]	L [mm]	Max. Speed [rpm]	Voltage [V]	Current [A]	Max. Power [kW] S6 60%		Max. Torque [Nm]		Static rigidity		Option	
								S1	S6	S1	S6	axial [N/μm]	radial [N/μm]	DDF	S1
MFM-1022/45	HJND-21	Oil-air	100	288	45'000	380	18	7.5	8.6	3.36	3.85	100	127		X
MFM-1032/60	HJND-28	Oil-air	100	250	60'000	380	17	7.5	8.6	2.24	2.76	77	90		X
MFM-1050	HJND-50	Grease	100	222	50'000	380	5.3	2.5	3.1	0.5	0.6	31	26		X
MFM-1090	HJND-50	Oil-air	100	222	90'000	380	9	4.2	5.4	0.4	0.6	50	35		X
MFM-10120	HJND-60	Oil-air	100	207	120'000	380	8.9	3.5	4.5	0.28	0.36	42	32	O	X
MFM-1224	HJND-21	Grease	120	337	24'000	350	38	15	17	6.0	6.8	59	80	X	X
	HSK-C40	Grease	120	337	24'000	350	38	15	17	6.0	6.8	59	80	X	X
MFM-1236	HJND-28	Grease	120	289	36'000	364	31	12	13.5	3.2	3.6	47	47		X
	HSK-C25	Grease	120	289	36'000	364	31	12	13.5	3.2	3.6	47	47		X
MFM-1224/42	HJND-21	Oil-air	120	336	42'000	380	38	15	17	6.0	6.8	100	140	X	X
	HSK-C40	Oil-air	120	336	42'000	380	38	15	17	6.0	6.8	100	140	X	X
MFM-1242/60	HJND-28	Oil-air	120	288.5	60'000	380	28	10	11.5	2.3	2.6	70	88		X
	HSK-C25	Oil-air	120	288.5	60'000	380	28	10	11.5	2.3	2.6	70	88		X
MFM-1406/12	HJND-16	Grease	140	388	12'000	350	32	10	12	15	18			O	X
	External taper	Grease	140	388	12'000	350	32	10	12	15	18			O	X
	HSK-C50	Grease	140	388	12'000	350	32	10	12	15	18			O	X
MFM-1418/36	HJND-16	Oil-air	140	388	36'000	350	38	18	22	9.5	11.9			O	X
	HSK-C50	Oil-air	140	388	36'000	350	38	18	22	9.5	11.9			O	X
MFM-1709/15	HSK-C63	Grease	170	401	15'000	350	56	20	22	18.7	23.3	184	214	X	X
MFM-1709/30	HSK-C63	Oil-air	170	401	30'000	350	56	20	22	18.7	23.3	249	287	X	X

Options:

MFM rotational speed performance diagrams



Annexe 2.[24]

glissement nuisibles entre les billes et les chemins.

La charge radiale minimale requise pour les roulements rigides à billes peut être estimée à partir de la formule

$$F_{rm} = k_r \left(\frac{v n}{1\,000} \right)^{2/3} \left(\frac{d_m}{100} \right)^2$$

où

F_{rm} = charge radiale minimale, kN

k_r = facteur de charge minimal
(→ tableaux des produits)

v = viscosité de l'huile à la température de fonctionnement, mm²/s

n = vitesse de rotation, tr/min

d_m = diamètre moyen du roulement
= 0,5 (d + D), mm

Lors d'un démarrage à basse température ou lorsque le lubrifiant est extrêmement visqueux, des charges minimales supérieures peuvent même être requises. Le poids des composants supportés par le roulement, combiné aux forces extérieures, dépasse généralement la charge minimale requise. Dans le cas contraire, le roulement rigide à billes doit être soumis à une charge radiale additionnelle. Une précharge axiale peut être appliquée par montage en opposition des bagues intérieure et extérieure, ou avec des ressorts.

Si les roulements rigides à billes sont soumis à une charge purement axiale, cette dernière ne doit généralement pas dépasser la valeur de 0,5 C_0 . Les petits roulements (diamètre d'alésage inférieur ou égal à 12 mm) et les roulements de série légère (série de diamètre 8, 9, 0, et 1) ne doivent pas être soumis à une charge axiale supérieure à 0,25 C_0 . Des charges axiales excessives peuvent entraîner une diminution considérable de la durée du roulement.

Charge dynamique équivalente

$$P = F_r \quad \text{lorsque } F_a/F_r \leq e$$

$$P = X F_r + Y F_a \quad \text{lorsque } F_a/F_r > e$$

Les facteurs e et Y dépendent de la relation $f_0 F_a/C_0$, où f_0 est un facteur de calcul (→ tableaux des produits), F_a la composante axiale de la charge et C_0 la charge statique de base.

De plus, les facteurs sont influencés par l'amplitude du jeu radial interne. Un jeu important autorise des charges axiales plus lourdes. Pour les roulements montés avec un ajustement habituel comme indiqué dans les **tableaux 2, 4 et 5 des pages 169 à 171**, les valeurs de e , X et Y sont indiquées dans le **tableau 5**, ci-dessous. Si une réduction de jeu est prévue en fonctionnement et qu'un jeu supérieur à la normale a été choisi en conséquence, il convient d'utiliser les valeurs indiquées sous "Jeu Normal".

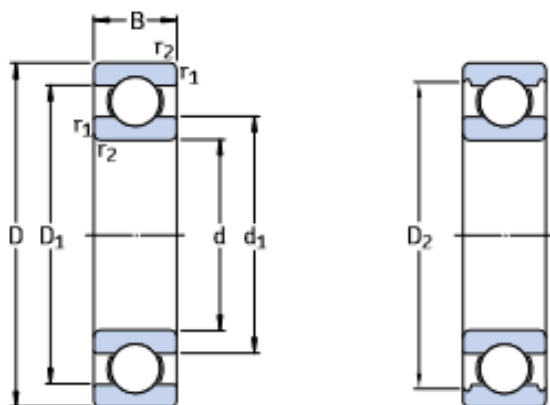
Tableau 5

Coefficients de calcul pour roulements rigides à une rangée de billes									
$f_0 F_a/C_0$	Jeu Normal			Jeu C3			Jeu C4		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,30	0,56	1,45	0,40	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,50	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,10	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1,00
6,89	0,44	0,56	1,00	0,54	0,46	1,00	0,56	0,44	1,00

Les valeurs intermédiaires sont obtenues par interpolation linéaire

Annexe 2-A.[24]

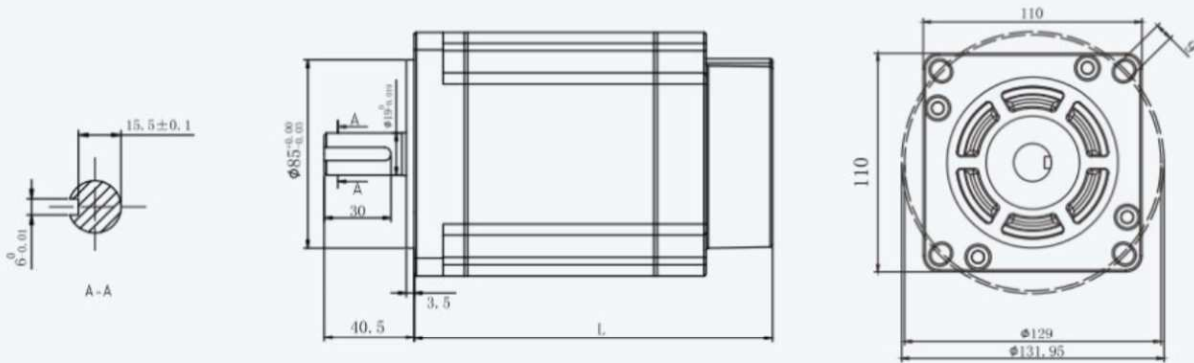
Roulements rigides à billes à une rangée d 25 – 35 mm



Dimensions d'encombrement			Charges de base		Limite de fatigue P_u	Vitesses de base		Masse	Désignation
d	D	B	dyn. C	stat. C_0		Vitesse de référence	Vitesse limite		
mm			kN		kN	tr/min	kg	-	
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,060	* 16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,080	* 6005
	52	9	10,6	6,55	0,28	28 000	18 000	0,078	98205
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	* 6205
	52	15	17,8	9,8	0,40	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	* 6305
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,21	6305 ETN9
	80	21	35,8	19,3	0,82	20 000	13 000	0,53	6405
28	58	16	16,8	9,5	0,405	26 000	16 000	0,18	62/28
	68	18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,29	63/28
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,027	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,051	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,085	* 16006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	* 6006
	62	10	15,9	10,2	0,44	22 000	14 000	0,12	98206
	62	16	20,3	11,2	0,48	24 000	15 000	0,20	* 6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,19	6206 ETN9
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	* 6306
	72	19	32,5	17,3	0,74	22 000	14 000	0,33	6306 ETN9
	90	23	43,6	23,6	1,00	18 000	11 000	0,74	6406
35	47	7	4,75	3,2	0,17	28 000	18 000	0,030	61807
	55	10	9,56	6,8	0,29	26 000	16 000	0,080	61907
	62	9	13	8,15	0,38	24 000	15 000	0,11	* 16007

Annexe 3. [25]

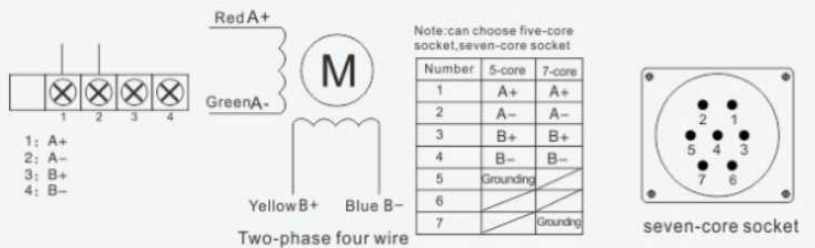
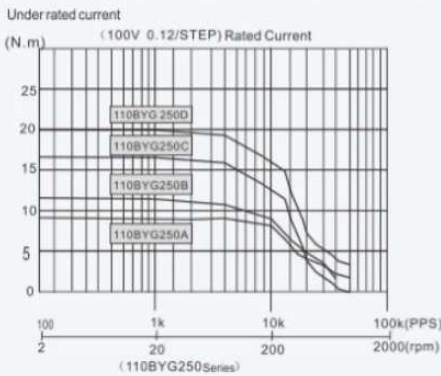
■ Installation Dimension unit=mm



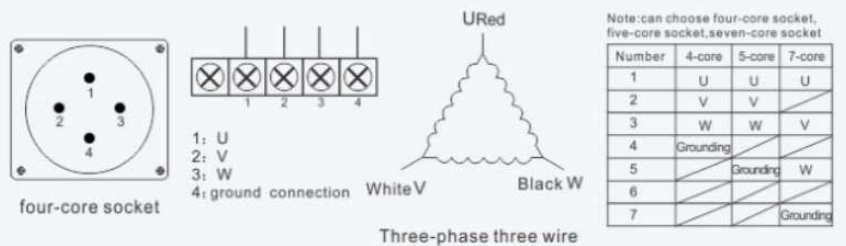
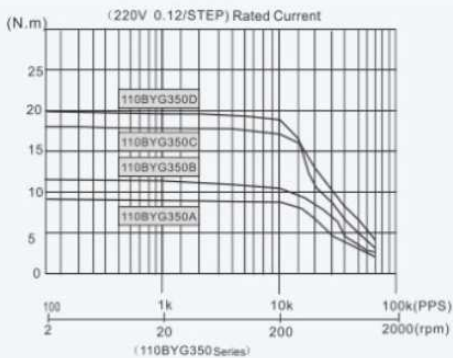
■ Specifications

Motor Model	Step Angle (°)	Holding torque (N.m)	(Drive) Operating Voltage(V)	Rated Current (A)	Phase Inductance (mH)	Phase Resistance (Ω)	Rotor inertia (Kg.cm ²)	Weight (Kg)	Motor Length (mm)
110BYG250A	1.8	8	110	5	17.3	1.3	7.3	4.8	109
110BYG250B	1.8	12	110	6	12.7	0.78	10	6.4	134
110BYG250C	1.8	18	110	6.5	15.5	0.87	12.35	8.1	159
110BYG250D	1.8	20	110	6.8	17.5	0.97	13.8	9.2	193
110BYG350A	1.2	8	220	3.7	11.9	1	8.6	5.5	139
110BYG350B	1.2	12	220	4.5	11.5	0.76	11.9	7.1	162
110BYG350C	1.2	16	220	6.0	19	1.28	14.8	8.8	187
110BYG350D	1.2	20	220	6.8	22	1.24	19.8	11	221

■ The encoder connection table ■ Wiring Diagram

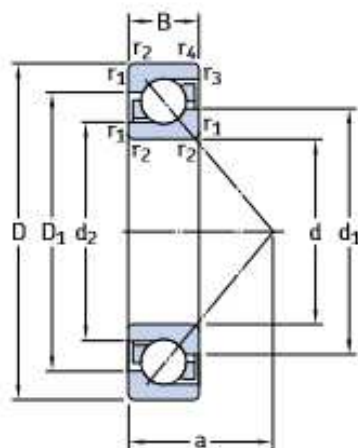


■ The encoder connection table ■ Wiring Diagram



Annexe 4.[24]

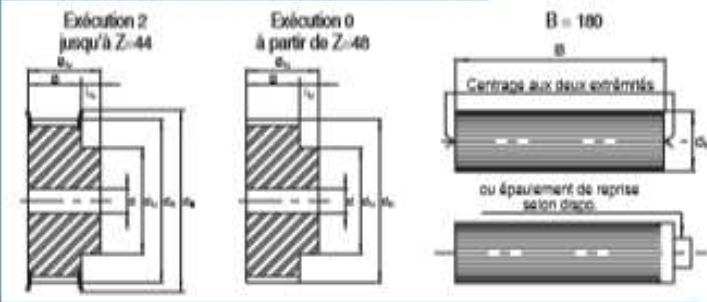
Roulements à billes à contact oblique à une rangée d 50 – 65 mm



Dimensions d'encombrement			Charges de base		Limite de fatigue P_u	Vitesses de base		Masse	Désignations ¹⁾	
d	D	B	C	C_0		Vitesse de référence	Vitesse limite		Roulement à appariement universel	Roulement d'exécution de base
mm			kN		kN	tr/min		kg	-	
50	90	20	40	31	1,32	9 000	9 000	0,47	* 7210 BECBP	-
	90	20	37,7	28,5	1,22	8 500	8 500	0,47	-	7210 BEP
	90	20	39	30,5	1,29	8 500	8 500	0,47	7210 BEC BY	7210 BEY
	90	20	40	31	1,32	9 000	9 000	0,51	* 7210 BECBM	-
	110	27	75	51	2,16	8 000	8 000	1,04	* 7310 BECBP	-
	110	27	68,9	47,5	2	7 500	7 500	1,04	-	7310 BEP
	110	27	74,1	51	2,2	7 500	7 500	1,13	7310 BEC BY	7310 BEY
	110	27	75	51	2,16	8 000	8 000	1,16	* 7310 BECBM	-
55	100	21	49	40	1,66	8 000	8 000	0,62	* 7211 BECBP	-
	100	21	46,2	36	1,53	7 500	7 500	0,62	-	7211 BEP
	100	21	48,8	38	1,63	7 500	7 500	0,62	7211 BEC BY	7211 BEY
	100	21	49	40	1,66	8 000	8 000	0,66	* 7211 BECBM	-
	120	29	85	60	2,55	7 000	7 000	1,34	* 7311 BECBP	-
	120	29	79,3	55	2,32	6 700	6 700	1,34	-	7311 BEP
	120	29	85,2	60	2,55	6 700	6 700	1,48	7311 BEC BY	7311 BEY
	120	29	85	60	2,55	7 000	7 000	1,49	* 7311 BECBM	-
60	110	22	61	50	2,12	7 500	7 500	0,78	* 7212 BECBP	-
	110	22	57,2	45,5	1,93	7 000	7 000	0,78	-	7212 BEP
	110	22	57,2	45,5	1,93	7 000	7 000	0,83	7212 BEC BY	7212 BEY
	110	22	61	50	2,12	7 500	7 500	0,85	* 7212 BECBM	-
	130	31	104	76,5	3,2	6 700	6 700	1,71	* 7312 BECBP	-
	130	31	95,6	69,5	3	6 000	6 000	1,71	-	7312 BEP
	130	31	95,6	69,5	3	6 000	6 000	1,75	7312 BEC BY	7312 BEY
	130	31	104	76,5	3,2	6 700	6 700	1,88	* 7312 BECBM	-
	130	31	95,6	69,5	3	6 000	6 300	1,88	-	7312 BEM

Annexe 5.[26]

POULIES ET BARREAUX STANDARD



Largeurs de courroies	b	16	20	25	32	50	75	100	150
Largeurs de poulies	B	23	27	32	40	60	85	110	160
	B _h *			42	50	70			

* Seules les poulies en stock ont un épaulement.

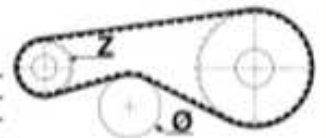
Largeur B _h	Nbre de dents Z	d _k	d _t	d _w	d	
					mini (mm)	maxi
•	12	36,38	42	28	8	25
•	14	42,74	48	32	8	30
•	15	45,93	52	32	8	34
•	16	49,11	55	35	8	36
	17	52,29	58			40
• • • •	18	55,48	61	40	8	44
• • • •	19	58,66	64	44	8	46
• • • •	20	61,84	68	46	12	50
	21	65,03	72			52
• • • •	22	68,21	74	50	12	56
	23	71,39	76			60
• • • •	24	74,57	80	58	12	62
• • • •	25	77,76	84	60	12	66
	26	80,94	86			68
• • • •	27	84,12	90	60	12	72
	28	87,31	93			76
	29	90,49	96			78
• • • •	30	93,67	99	60	12	82
	31	96,86	102			84
• • • •	32	100,04	106	65	12	88
	33	103,22	109			88
	34	106,41	112			92
	35	109,59	115			96
• • • •	36	112,77	118	70	16	98
	37	115,95	121			101
	38	119,14	125			104
	39	122,32	128			106
• • • •	40	125,50	131	80	16	110
	41	128,69	134			110
	42	131,87	137			112
	43	135,05	140			114
• • • •	44	138,24	144	90	16	118
	45	141,42	147			120
	46	144,60	150			122
	47	147,79	153			122
• • • •	48	150,97	156	95	16	124
	49	154,15	160			126
	50	157,33	163			130
	51	160,52	166			134
	52	163,70	169			136
	53	166,88	172			140
	54	170,07	176			144
	55	173,25	179			146
	56	176,43	182			150
	57	179,62	185			152
	58	182,80	188			156
	59	185,98	191			160
• • • •	60	189,17	195	110	16	162
	61	192,35	198			164
	62	195,53	201			166
	63	198,72	204			170
	64	201,90	207			171

FLEXION ALTERNÉE

Flexion alternée imposant un Ø mini et un nombre de dents Z mini :

	Z min	Ø min
Câble standard	30	100
Câble haute flexibilité (E)	20	80
Câble renforcé	*	*
Revêtement PAR	30	100

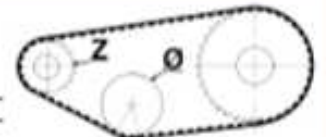
* voir consulter



FLEXION SIMPLE

Flexion simple imposant un Ø mini et un nombre de dents Z mini :

	Z min	Ø min
Câble standard	15	50
Câble haute flexibilité (E)	12	50
Câble renforcé	20	120
Revêtement PAR	25	80



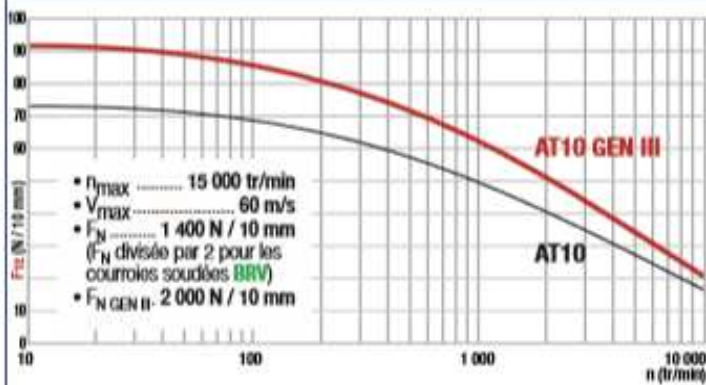
Pour limiter les vibrations prévoir un contact mini de 3 dents.

Largeur B _h	Nbre de dents Z	d _k	d _t	d _w	d	
					mini (mm)	maxi
	65	205,08	210			174
	66	208,26	214			175
	67	211,45	217			177
	68	214,63	220			181
	69	217,81	223			185
	70	221,00	226			187
	71	224,18	230			191
•	72	227,36	233			193
	73	230,55	236			197
	74	233,73	239			201
	75	236,91	242			203
	76	240,10	246			207
	77	243,28	249			209
	78	246,46	252			213
	79	249,64	255			215
	80	252,83	258			219
	81	256,01	262			223
	82	259,19	265			225
	83	262,38	268			229
	84	265,56	271			231
	85	268,74	274			235
	86	271,93	277			239
	87	275,11	281			241
	88	278,29	284			245
	89	281,48	287			247
	90	284,66	290			251
	91	287,84	293			255
	92	291,03	296			257
	93	294,21	300			261
	94	297,39	302			263
	95	300,57	306			267
	96	303,76	310			269
	97	306,94	312			273
	98	310,13	315			279
	99	313,31	318			283

Nombre de dents supérieur possible.

• Poulies en stock, délai 3 jours. Poulies en alu, flasques en acier zingué.

Annexe 5-A. [26]



SD SIMPLE DENTURE

Epaisseur e

- Synchrotex® 5 mm
- Brocoflex® 4,5 mm
- Broco M-V® 4,5 mm

DL DOUBLE DENTURE

Constante K	Simple denture		Double denture Standard
	Standard	GEN III	
Constante K	2,5	2,92	2,8
Masse au mètre (kg/10 mm de largeur)	0,060	0,073	0,070

Largeurs de courroies b	SD		DL	
	B	B _N	B	B _N
16	23	27	42	50
20	32	40	60	70
25	40	50	75	85
32	50	60	100	110
50	75	85	150	160

Type profil / longueur	Nbre de dents Z	SD		DL		BFX		DL		BRM - BRV	
		SD	DL	SD	DL	SD	DL	SD	DL	SD	DL
AT10 / 400	40	•		•							
AT10 / 460 ¹⁰	46	•		•							
AT10 / 500	50	•		•							
AT10 / 530	53	•		•							
AT10 / 560	56	•		•							
AT10 / 570 ¹⁰	57	•		•							
AT10 / 580	58	•		•							
AT10 / 600	60	•		•							
AT10 / 610	61	•		•							
AT10 / 630	63	•		•							
AT10 / 660	66	•		•							
AT10 / 700	70	•		•							
AT10 / 720	72	•		•							
AT10 / 730	73	•		•							
AT10 / 780	78	•		•							
AT10 / 800	80	•		•							
AT10 / 810	81	•		•							
AT10 / 840	84	•		•							
AT10 / 850	85	•		•							
AT10 / 880	88	•		•							
AT10 / 890	89	•		•							
AT10 / 920	92	•		•							
AT10 / 960	96	•		•							
AT10 / 970	97	•		•							
AT10 / 980	98	•		•							
AT10 / 1000	100	•		•							
AT10 / 1010	101	•		•							
AT10 / 1050	105	•		•							
AT10 / 1080	108	•		•							
AT10 / 1100	110	•		•							
AT10 / 1150	115	•		•							
AT10 / 1200	120	•		•							
AT10 / 1210	121	•		•							
AT10 / 1240	124	•		•							
AT10 / 1250	125	•		•							
AT10 / 1260	126	•		•							
AT10 / 1300	130	•		•							
AT10 / 1320	132	•		•							
AT10 / 1350	135	•		•							
AT10 / 1360	136	•		•							
AT10 / 1400	140	•		•							
AT10 / 1480	148	•		•							
AT10 / 1500	150	•		•							
AT10 / 1600	160	•		•							
AT10 / 1700	170	•		•							
AT10 / 1720	172	•		•							
AT10 / 1800	180	•		•							
AT10 / 1860	186	•		•							
AT10 / 1900	190	•		•							
AT10 / 1940	194	•		•							
AT10 / 2000	200	•		•							
AT10 / 2120	212	•		•							
AT10 / 2160	216	•		•							

Type profil / longueur	Nbre de dents Z	SD		DL		BFX		DL		BRM - BRV	
		SD	DL	SD	DL	SD	DL	SD	DL	SD	DL
AT10 / 2240	224			•							
AT10 / 2360	236			•							
AT10 / 2500	250			•							
AT10 / 2650	265			•							
AT10 / 2800	280			•							
AT10 / 3000	300			•							
AT10 / 3150	315			•							
AT10 / 3350	335			•							
AT10 / 3550	355			•							
AT10 / 3750	375			•							
AT10 / 4000	400			•							
AT10 / 4250	425			•							
AT10 / 4500	450			•							
AT10 / 4750	475			•							
AT10 / 5000	500			•							
AT10 / 5300	530			•							
AT10 / 5600	560			•							
AT10 / 6000	600			•							
AT10 / 6300	630			•							
AT10 / 6700	670			•							
AT10 / 7100	710			•							
AT10 / 7500	750			•							
AT10 / 8000	800			•							
AT10 / 9000	900			•							

(1) Existent uniquement en GEN III.

* Toute longueur intermédiaire et supérieure possible en simple denture (SD) à partir de cette valeur et jusqu'à 22 000 mm.

** Toute longueur intermédiaire et supérieure possible en double denture (DL) à partir de cette valeur et jusqu'à 22 000 mm. Largeur maxi 100 mm.

Quantité mini à commander : l'équivalent de 200 mm de largeur de courroie.

*** Toute longueur dent par dent possible à partir de cette valeur et sans limite de longueur maximum. Les courroies SD sont en stock avec armature standard acier ou armature spéciale INOX et PU "TPUALU".

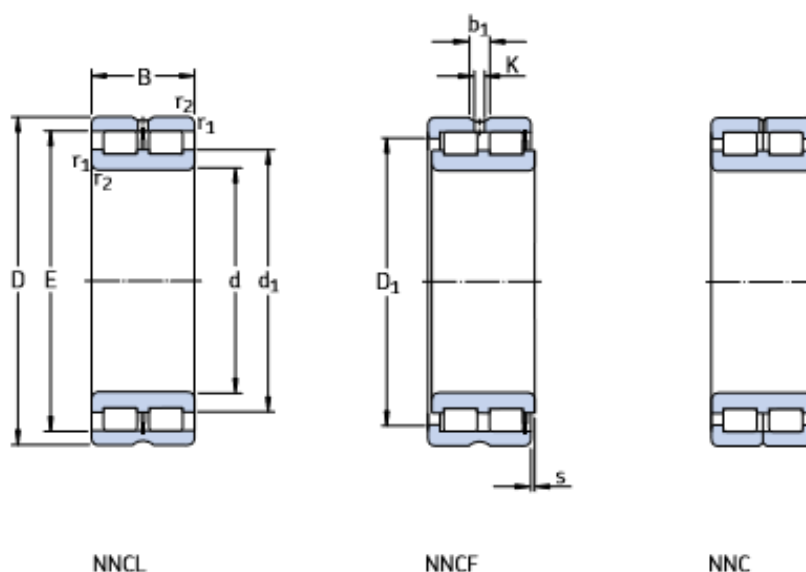
REMARQUES

- > Le profil AT10 existe également avec une armature spécifique pour la Technique Linéaire (voir pages 62 et 63).
- > Une attache rapide est disponible pour ce pas (voir "Accessoires", page 90).

PRÉCAUTIONS D'EMPOI

Annexe 6. [24]

roulements à deux rangées de rouleaux cylindriques joints d 90 – 150 mm



Dimensions d'encombrement			Charges de base		Limite de fatigue P_u	Vitesse de base		Masse	Désignation
d	D	B	C	C_0		Vitesse de référence	Vitesse limite		
mm			kN		kN	tr/min		kg	-
90	125	35	161	300	35,5	2 400	3 000	1,33	NNCF 4918 CV
	125	35	161	300	35,5	2 400	3 000	1,35	NNC 4918 CV
	125	35	161	300	35,5	2 400	3 000	1,30	NNCL 4918 CV
	140	67	369	560	69,5	2 200	2 800	3,62	NNCF 5018 CV
100	140	40	209	400	46,5	2 000	2 600	1,93	NNCF 4920 CV
	140	40	209	400	46,5	2 000	2 600	1,95	NNC 4920 CV
	140	40	209	400	46,5	2 000	2 600	1,90	NNCL 4920 CV
	150	67	391	620	75	2 000	2 600	3,94	NNCF 5020 CV
110	150	40	220	430	49	1 900	2 400	2,12	NNCF 4922 CV
	150	40	220	430	49	1 900	2 400	2,15	NNC 4922 CV
	150	40	220	430	49	1 900	2 400	2,10	NNCL 4922 CV
	170	80	512	800	95	1 800	2 200	6,32	NNCF 5022 CV
120	165	45	242	480	53	1 700	2 200	2,90	NNCF 4924 CV
	165	45	242	480	53	1 700	2 200	2,95	NNC 4924 CV
	165	45	242	480	53	1 700	2 200	2,85	NNCL 4924 CV
	180	80	539	880	104	1 700	2 000	6,77	NNCF 5024 CV
130	180	50	275	530	60	1 600	2 000	3,88	NNCF 4926 CV
	180	50	275	530	60	1 600	2 000	3,95	NNC 4926 CV
	180	50	275	530	60	1 600	2 000	3,80	NNCL 4926 CV
	200	95	765	1 250	143	1 500	1 900	10,2	NNCF 5026 CV
140	190	50	286	570	63	1 500	1 900	4,15	NNCF 4928 CV
	190	50	286	570	63	1 500	1 900	4,20	NNC 4928 CV
	190	50	286	570	63	1 500	1 900	4,10	NNCL 4928 CV
	210	95	809	1 370	156	1 400	1 800	11,1	NNCF 5028 CV
150	190	40	255	585	60	1 500	1 800	2,80	NNCF 4830 CV
	190	40	255	585	60	1 500	1 800	2,90	NNC 4830 CV
	190	40	255	585	60	1 500	1 800	2,70	NNCL 4830 CV
	210	60	429	830	91,5	1 400	1 700	6,55	NNCF 4930 CV
	210	60	429	830	91,5	1 400	1 700	6,65	NNC 4930 CV
	210	60	429	830	91,5	1 400	1 700	6,45	NNCL 4930 CV
	225	100	842	1 430	160	1 300	1 700	13,3	NNCF 5030 CV

Annexe 7. [27]

B41-VBFE-20 05	B41-VBFC-20 05	B41-VBBV-20 05	20	5	16,7	19,4	28	M3X1,2	34	14	M0X1	0	0	5000	0,10	0,49	3,3	224	15,6	37,8
B41-VBFE-25 05	B41-VBFC-25 05	B41-VBBV-25 05	25	5	21,7	24,6	43	M4X1,5	69	19	M6X1	8	8	5000	0,10	0,49	3,3	224	15,6	37,8

846



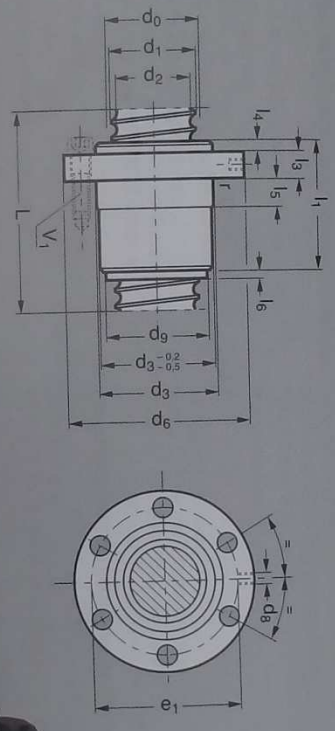
MICHAUD CHAILLY

VIS A BILLES A BRIDE

MODELE B41-VBBE

VIS A BILLES Serie B41

- Écrou compact à bride pour montage simplifié.
- Bride rectifiée pour centrage précis.
- Recyclage interne des billes.
- Joints intégrés dans l'écrou.
- Diamètre de vis : 16 à 25 mm.
- Pas à droite : 5 mm.



- FORMES D'USINAGE possibles
- ZLN** Roulement ZKLN + écrou de blocage + usinage 848
 - ZLF** Roulement ZKLF + écrou de blocage + usinage 850
 - RCO** Roulements 7200 + écrou de blocage + usinage 852
 - ZLR** Pallet ZKLR + écrou de blocage + usinage 854
 - RRB** Roulement 6000 + assemblage d'arbre + usinage 856

1. Pour des ensembles vis + écrou montés avec usinages, indiquer le sens de montage de l'écrou sur la vis : EF = sens inverse de EF (entièrement), EL = sens inverse de EF.
 1. Formes d'usinage standard, composition et codification à partir de la page 848.
 3. Vis de fixation non fournies.

EXEMPLE DE COMMANDE

B41-VBBE-25 05 - 750 - EF + ZLR11 + RRB10

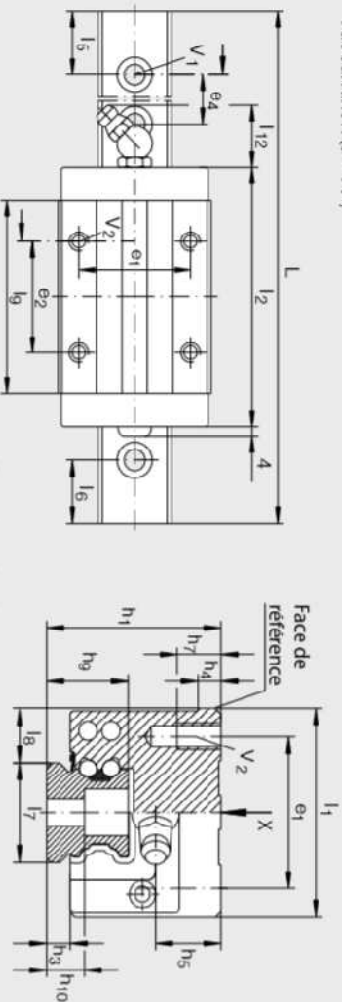
Vis + écrou	Écrou seul	Vis seule	d ₀	Pas	d ₂	d ₁	d ₃ ⁹⁹	d ₆	l ₅	l ₁	l ₃	l ₄	e ₁ , e ₂	V ₁ (10)	r + 0,2	d ₈	l ₆	d ₃ , l ₁₃	L max ¹	Jeu axial max ¹	Orientation écrou (1)	EF	Formes d'usinage aux extrémités (2)	Charge de base dyn. C (kN)	Charge de base stat. C ₀ (kN)
B41-VBBE-16 05	B41-VBFC-16 05	B41-VBBV-16 05	16	5	12,7	15,2	28	48	11	50,5	10	6	38	6xM5	0,8	M6	0	21	2100	0,08	0,25	1,3	33	6,8	12,4
B41-VBBE-20 05	B41-VBFC-20 05	B41-VBBV-20 05	20	5	16,7	19,4	33	57	15	52,5	12	6	45	6xM6	0,8	M6	0	26	5000	0,1	0,31	2	85	9,1	18,3
B41-VBBE-25 05	B41-VBFC-25 05	B41-VBBV-25 05	25	5	21,7	24,6	38	62	15	52,5	12	6	50	6xM6	0,8	M6	0	31	5000	0,1	0,36	3,3	224	10,1	22,6

847

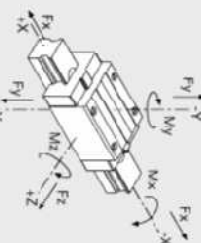
VIS A BILLES Serie B41

Guidage à 4 rangées de billes forte capacité - Étroit

 modèle **B23-CB4E-H**

 Vue suivant X (à -90°)


Directions des charges



Annexe 7-A. [27]

■ EXÉCUTION

- Précharge standard Z1 (voir page 164) : légère (4 % de la charge de base dynamique C_0).
- Si $L > L_{\text{max}}$, le rail est livré en plusieurs tronçons repérés (usinage AR).
- Interchangeabilité : rails et chariots peuvent être commandés et livrés séparément.
- UTILISATION
 - Machines spéciales, robotique, unités de transfert, machines-outils légères...

Guidage à 4 rangées de billes forte capacité - Étroit

* Sans indication, $l_5 = l_6 \geq 20$.
 1 kN \approx 100 kg
 10 Nm \approx 1 kgm

Exemple de commande **B23-GB4E-15-H** - **W1** - **350** - **25/25**

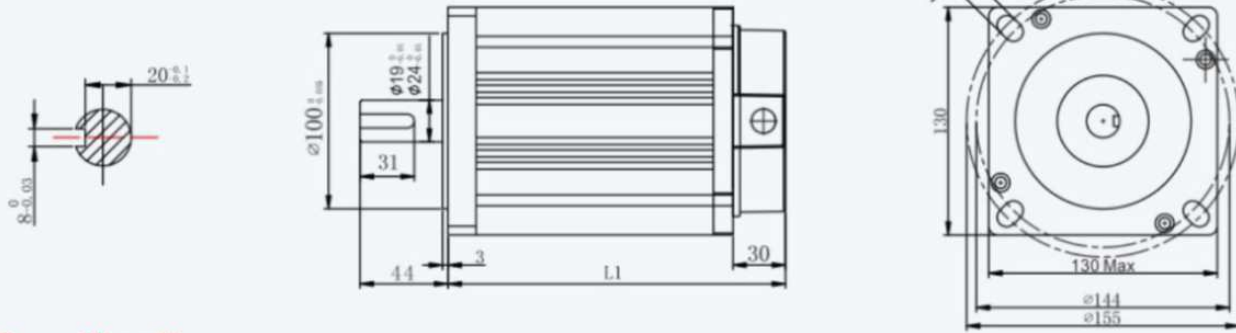
Nb
de chariots
par rail L l_1/l_6^*

Ensemble	Chariot seul	Rail seul	l_1 ±0,2	l_2	l_5/l_6 mini	l_7/l_6 maxi	$l_7-0,004$	$l_7-0,05$	l_8	l_9	l_{12}	h_1	h_3	h_4	h_5	h_7	h_9	h_{10}	e_1	e_2	e_4	L maxi
B23-GB4E-15-H	B23-GB4C-15-H	B23-GB4R-15	34	59,6	20	53	15	9,5	39,8	6,2	28	4,3	4,75	8	8	15	8,15	26	26	60	2700	
B23-GB4E-20-H	B23-GB4C-20-H	B23-GB4R-20	44	69,8	20	53	20	12	50,4	19	30	4,5	5,25	8	7,5	17	9,1	32	36	60	4000	
B23-GB4E-25-H	B23-GB4C-25-H	B23-GB4R-25	48	81,7	20	53	23	12,5	60,7	19	40	5,1	5,25	15	10	18,7	8,7	35	35	60	4000	
B23-GB4E-30-H	B23-GB4C-30-H	B23-GB4R-30	60	97,4	20	71	28	16	72	19	45	5,9	6,25	14,5	13,5	23,5	11,5	40	40	80	4000	
B23-GB4E-35-H	B23-GB4C-35-H	B23-GB4R-35	70	110,4	20	71	34	18	80	19	55	6,7	6,75	19,3	13,5	27	15	50	50	80	4000	
B23-GB4E-45-H	B23-GB4C-45-H	B23-GB4R-45	86	139	20	94	45	20	102,5	19	70	9,7	9,25	26,5	23,5	34,2	16,2	60	60	105	4000	

Ensemble	Chariot seul	Rail seul	V_1 Serrage maxi V_1 (Nm)	V_2 Serrage maxi V_2 (Nm)	Charge de base		Couple statique			
					dyn. C (kN)	stat. Co (kN)	Mox (Nm)	Moy (Nm)	Moz (Nm)	
B23-GB4E-15-H	B23-GB4C-15-H	B23-GB4R-15	M4	5	M4	7,2	14,5	150	100	100
B23-GB4E-20-H	B23-GB4C-20-H	B23-GB4R-20	M5	10	M5	13,1	27	332	240	240
B23-GB4E-25-H	B23-GB4C-25-H	B23-GB4R-25	M6	17	M6	17,9	37	510	395	395
B23-GB4E-30-H	B23-GB4C-30-H	B23-GB4R-30	M8	41	M8	41	27,5	55	970	700
B23-GB4E-35-H	B23-GB4C-35-H	B23-GB4R-35	M8	41	M8	41	38	72	1465	1020
B23-GB4E-45-H	B23-GB4C-45-H	B23-GB4R-45	M12	140	M10	83	69	141	3610	2485

Annexe 8. [25]

Aluminum shell motor

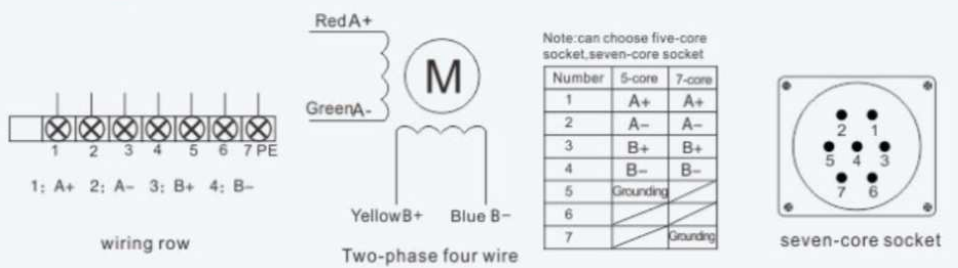
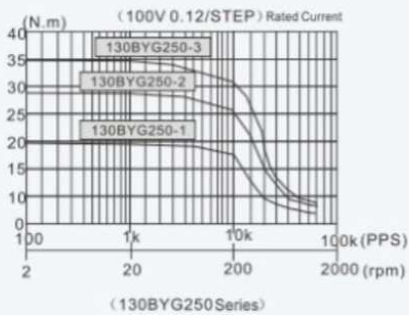


Specifications

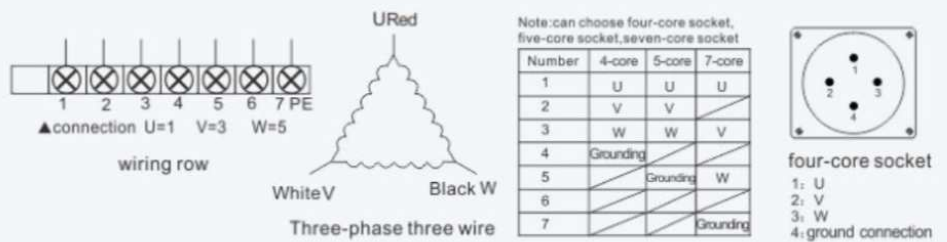
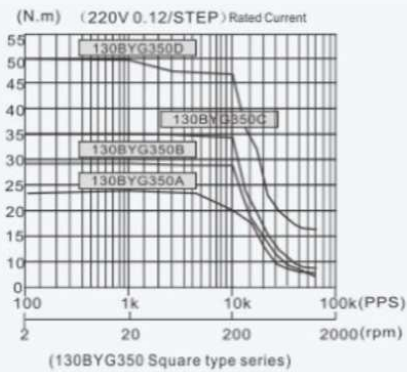
Motor Model	Step Angle (°)	Holding torque (N.m)	(Drive) Operating Voltage(V)	Rated Current (A)	Phase Inductance (mH)	Phase Resistance (Ω)	Rotor inertia (Kg.cm ²)	Weight (Kg)	Motor Length (mm)
130BYG250A-X	1.8	20	110~220	6.8	8.2	0.89	26.8	12.5	189
130BYG250B-X	1.8	28	110~220	7.5	12	1.1	33.5	15.1	236
130BYG250C-X	1.8	35	110~220	8	15	1.3	40	17.2	256
130BYG350A-X	1.2	24	220	6.8	9.9	0.89	26.8	14.58	189
130BYG350B-X	1.2	28	220	6.8	11.3	0.80	34.9	17.14	236
130BYG350C-X	1.2	37	220	6.8	13.8	0.92	39.2	19.7	256
130BYG350D-X	1.2	50	220	6.8	18.3	0.99	42.5	20.5	271

Note: X representative Aluminum Material

The encoder connection table Wiring Diagram

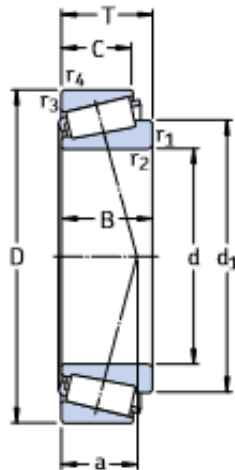


The encoder connection table Wiring Diagram

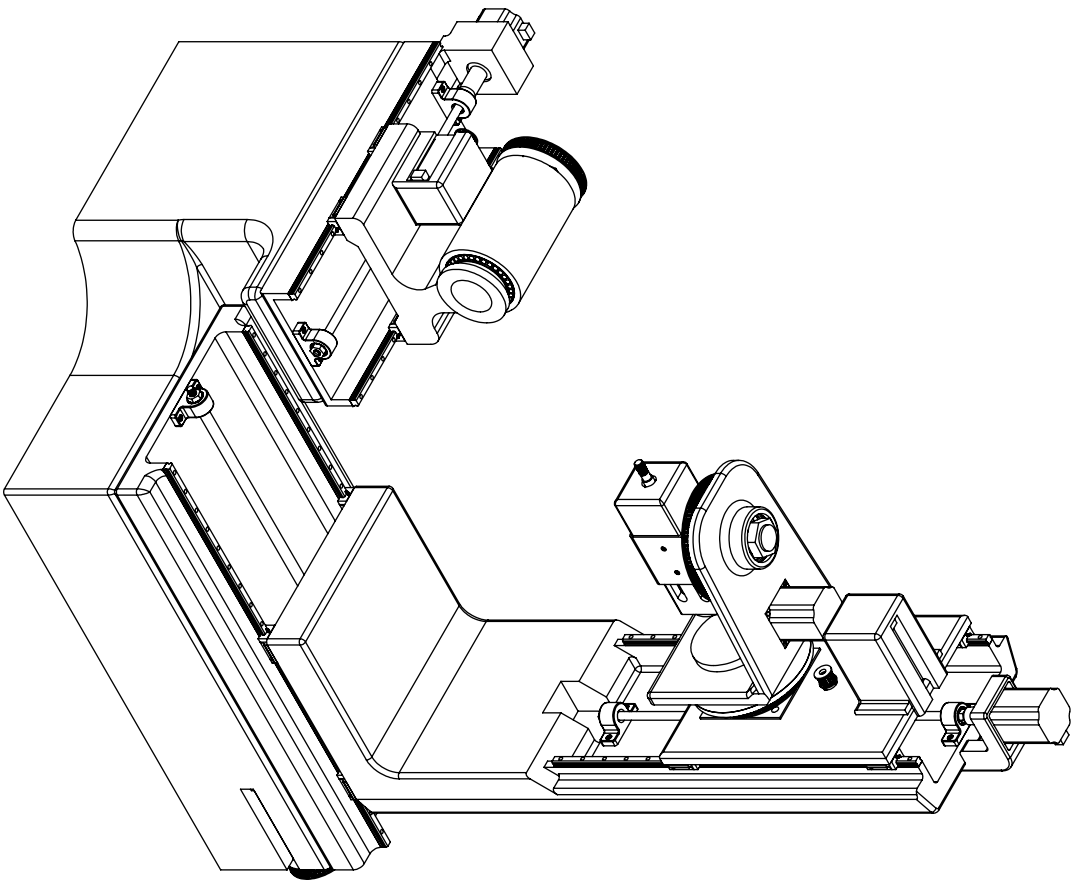
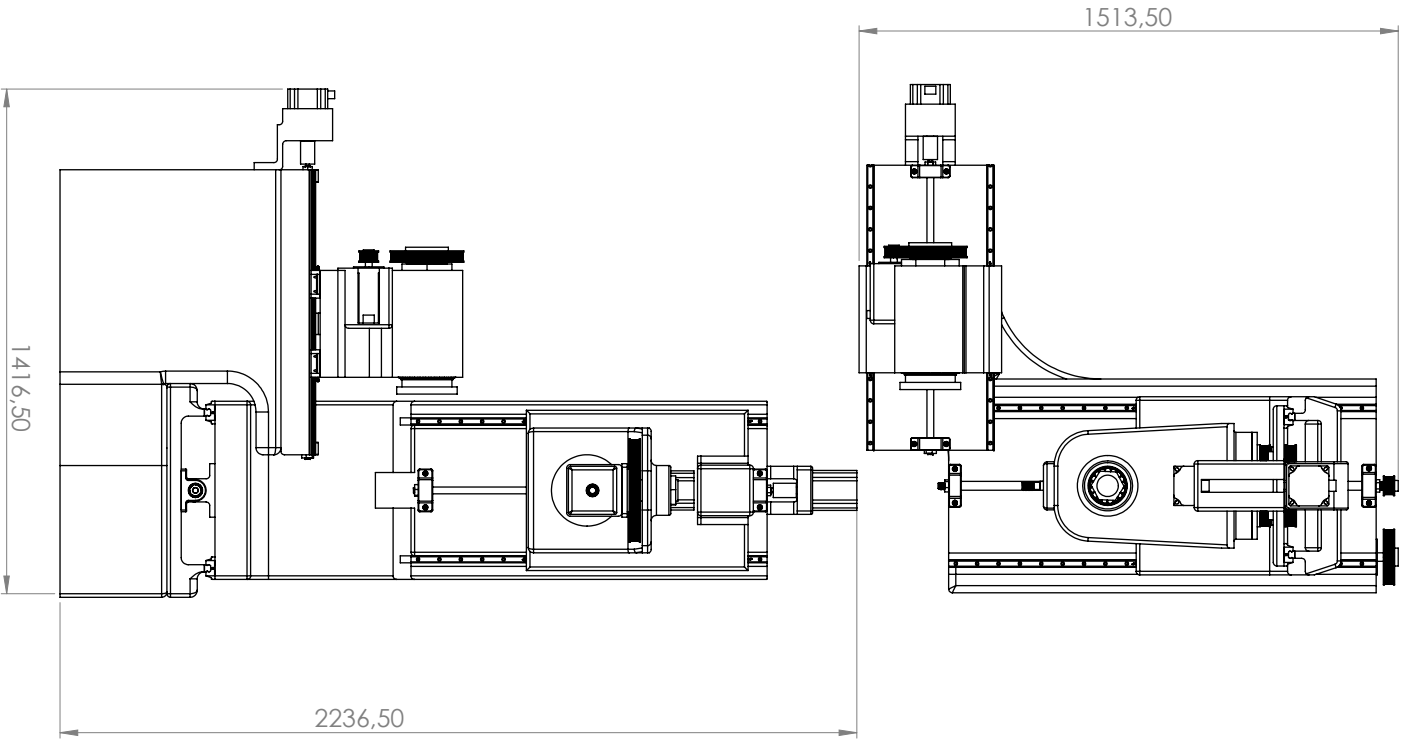


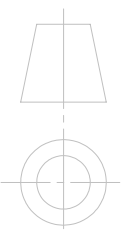
Annexe 9. [24]

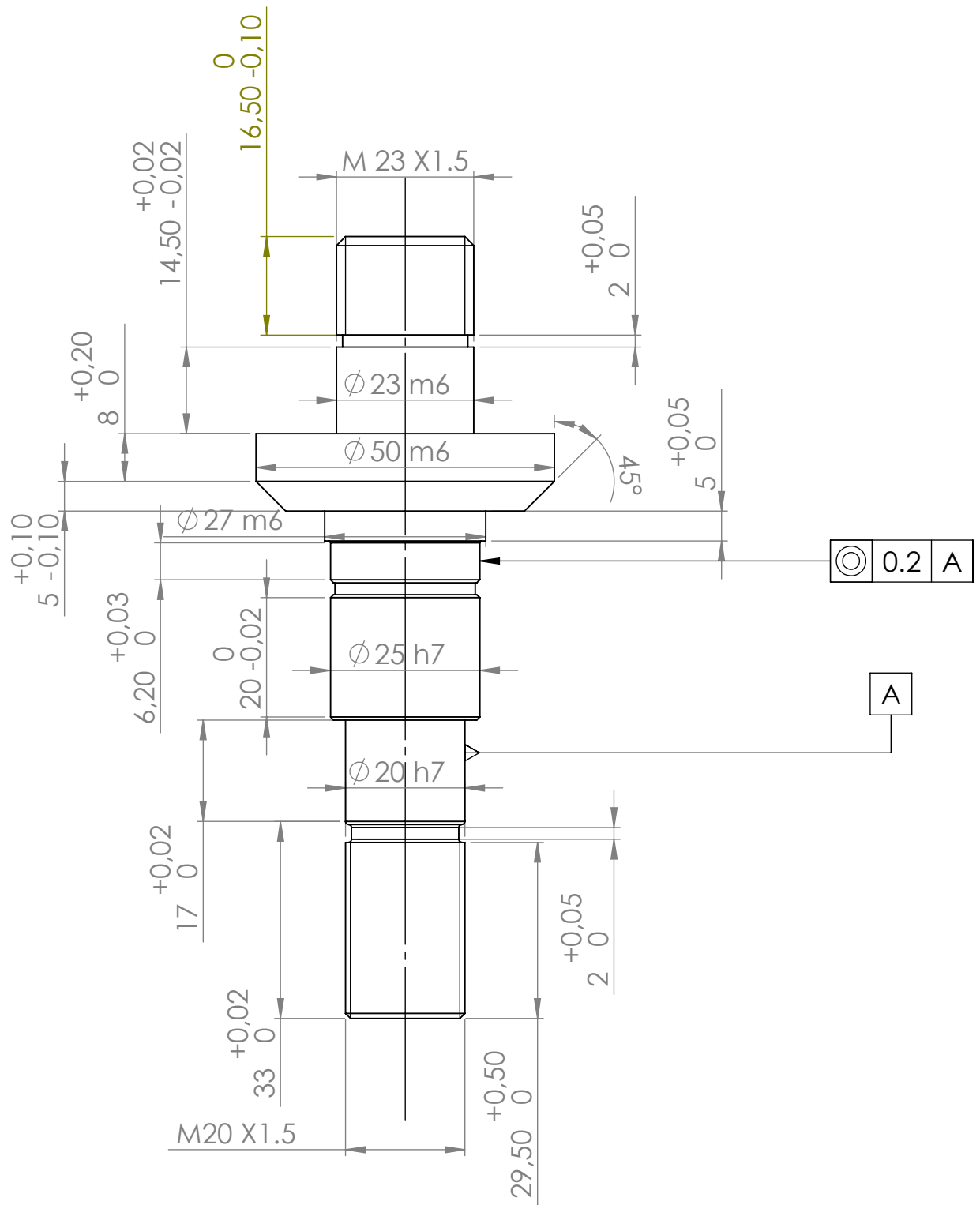
Roulements à rouleaux coniques à une rangée, cotes métriques d 120 – 150 mm



Dimensions d'encombrement			Charges de base		Limite de fatigue P_u	Vitesses de base		Masse	Désignation	Séries de dimensions selon ISO 355	
d	D	T	dyn. C	stat. C_0		Vitesse de référence	Vitesse limite				
mm			kN		kN	tr/min	kg	-	-		
120	165	29	165	305	32	2 600	3 800	1,80	32924	2CC	
	170	27	157	250	26,5	2 600	3 800	1,70	T4CB 120	4CB	
	180	38	242	415	44	2 400	3 400	3,25	32024 X	4DC	
	180	48	292	540	56	2 600	3 400	4,20	33024	2DE	
	215	43,5	341	465	49	2 200	3 000	6,15	30224 J2	4FB	
	215	61,5	468	695	72	2 200	3 000	9,15	32224 J2	4FD	
	260	59,5	561	710	73,5	2 000	2 600	14,0	30324 J2	2GB	
	260	68	539	695	73,5	1 700	2 400	15,5	31324 XJ2	7GB	
	260	90,5	792	1 120	110	1 800	2 600	21,5	32324 J2	2GD	
	130	180	32	198	365	38	2 400	3 600	2,40	32926	2CC
200		45	314	540	55	2 200	3 000	4,95	32026 X	4EC	
230		43,75	369	490	53	2 000	2 800	7,60	30226 J2	4FB	
230		67,75	550	830	85	2 000	2 800	11,5	32226 J2	4FD	
280		63,75	627	800	83	1 800	2 400	17,0	30326 J2	2GB	
280		72	605	780	81,5	1 600	2 400	18,5	31326 XJ2	7GB	
140		190	32	205	390	40	2 200	3 400	2,55	32928	2CC
		195	29	194	325	33,5	2 200	3 200	2,40	T4CB 140	4CB
	210	45	330	585	58,5	2 200	2 800	5,25	32028 X	4DC	
	250	45,75	418	570	58,5	1 900	2 600	8,65	30228 J2	4FB	
	250	71,75	644	1 000	100	1 900	2 600	14,5	32228 J2	4FD	
300	77	693	900	88	1 500	2 200	24,5	31328 XJ2	7GB		
150	210	32	233	390	40	2 000	3 000	3,05	T4DB 150	4DB	



UNIVERSITE A.MIRA BEJAJA		P - F - E 2019
Echelle:1/15	AFRUTEUSE A COMMANDE NUMERIQUE 6 AXES	01 juillet 2019
	GAGAOUA - Sofiane	Matériau : S275
	construction mécanique	



UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA

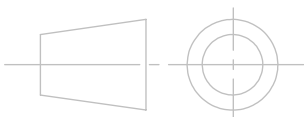
01 juillet 2019

Echelle: 1/1

ARBRE PORTIQUE DES MEULES

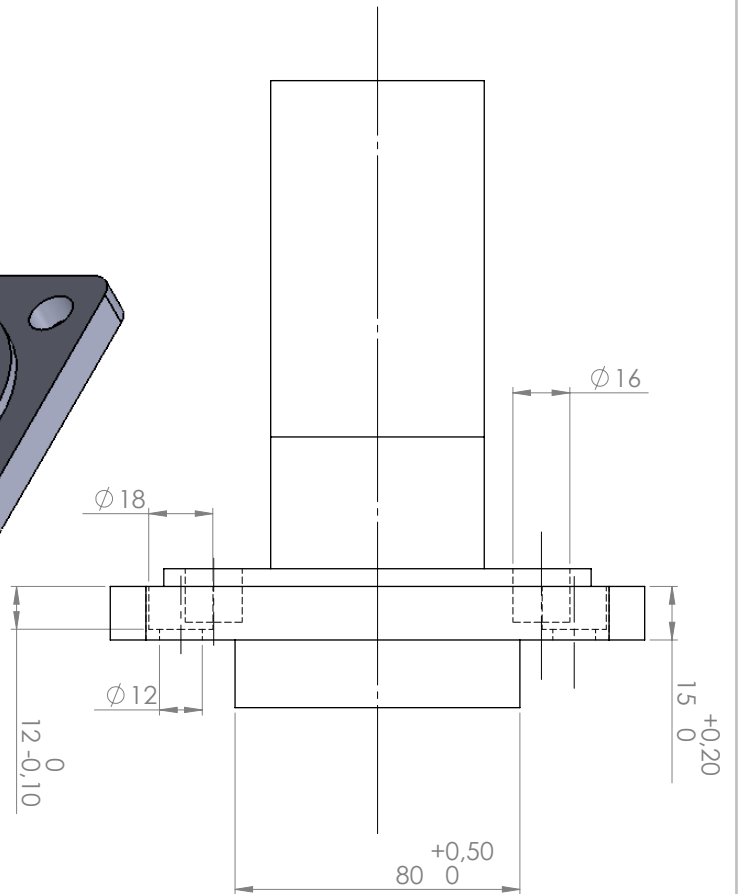
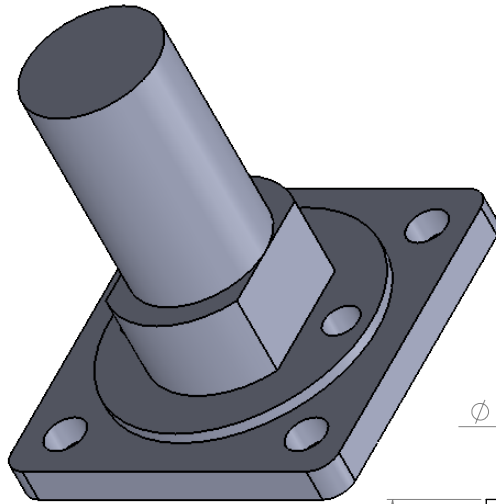
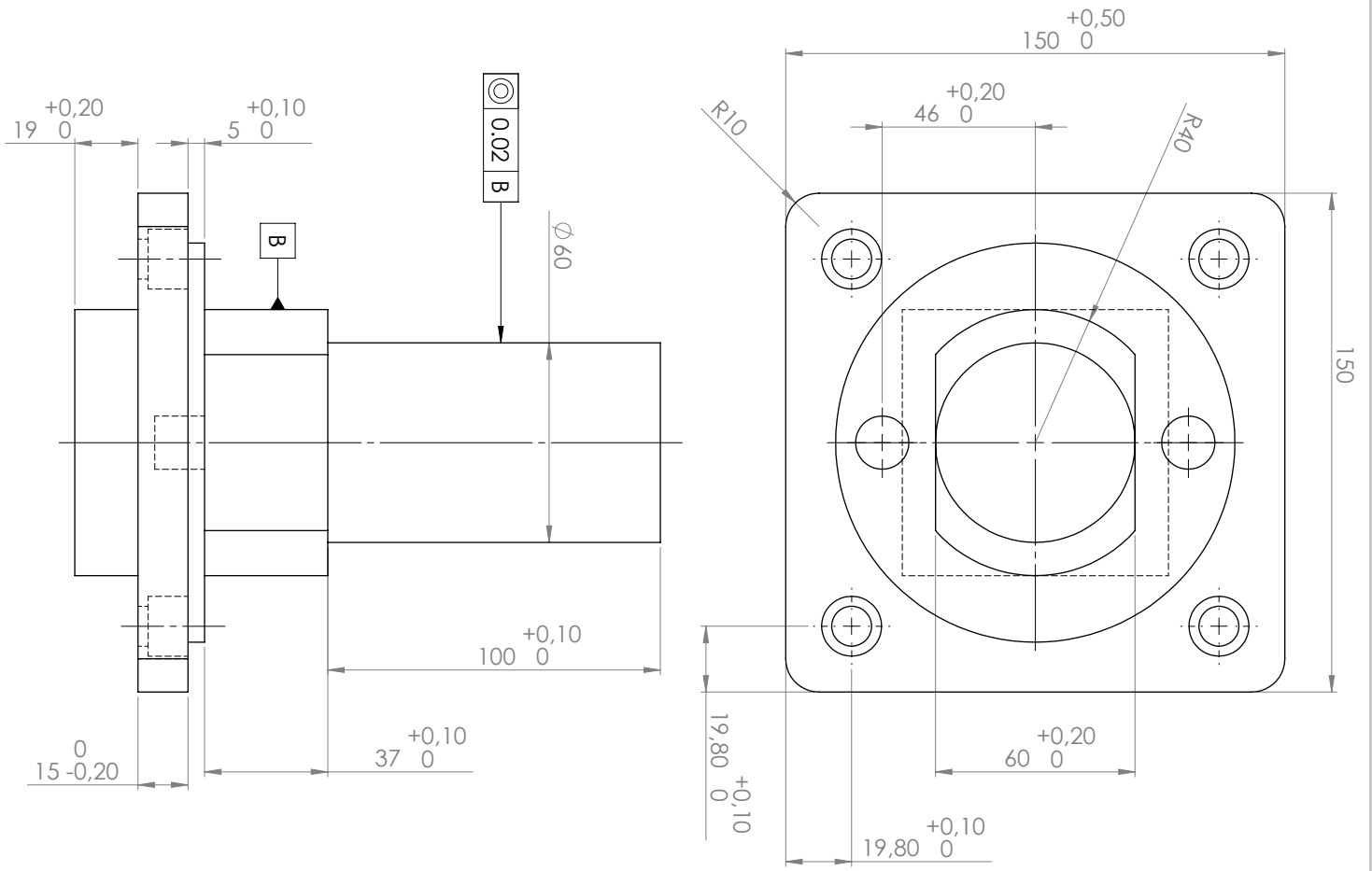
P - F - E 2019

5052-H38 Barre

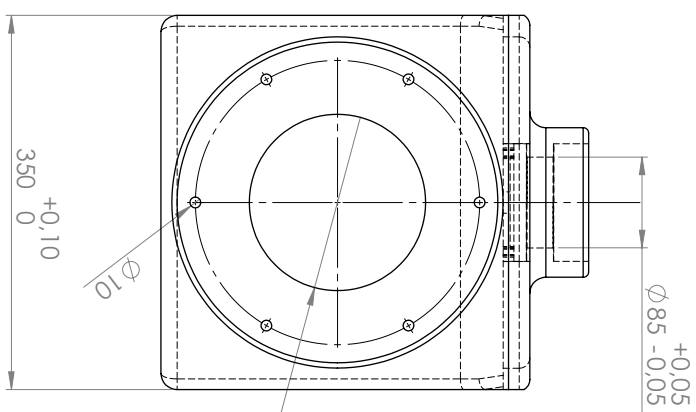
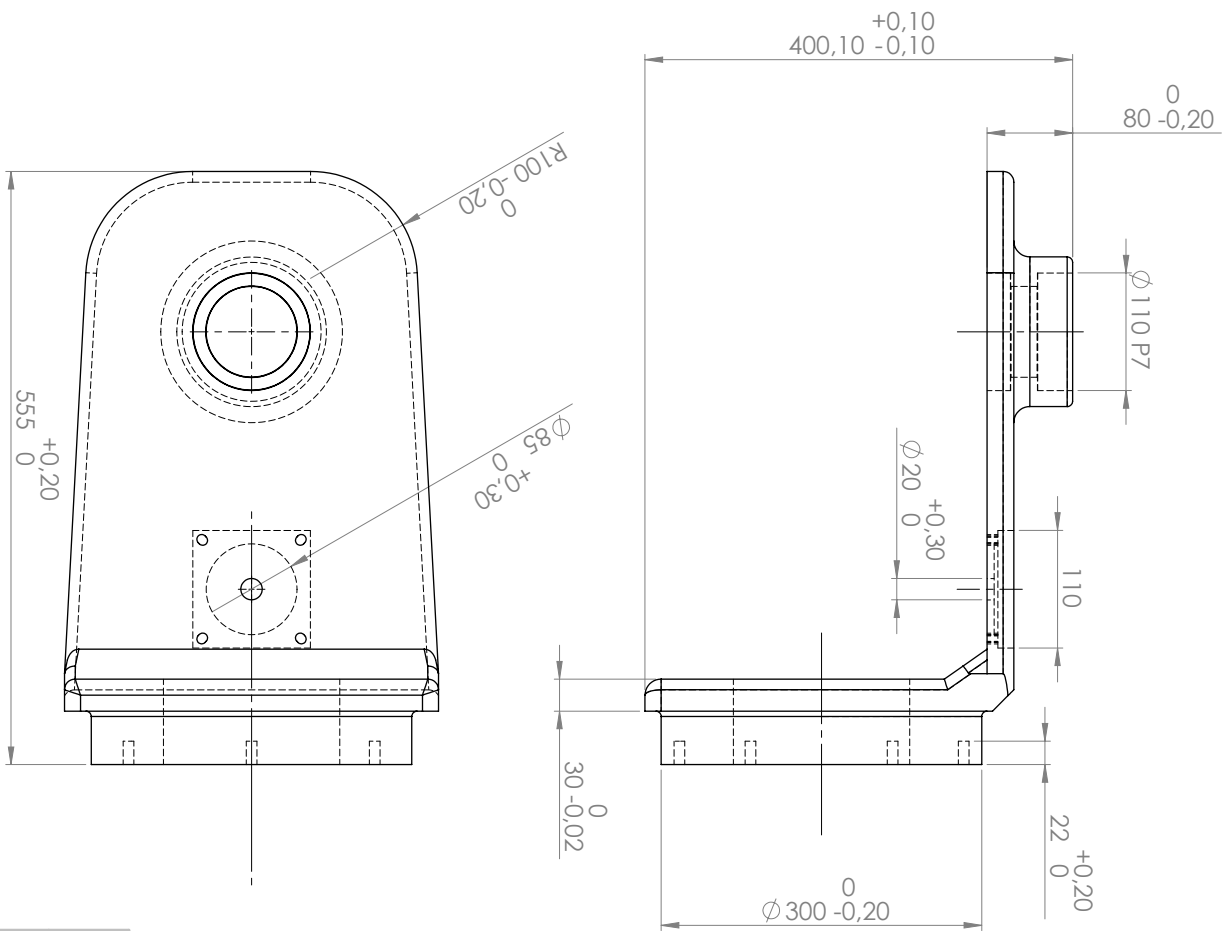


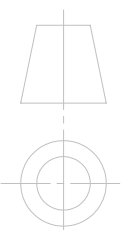
GAGAOUA - Sofiane

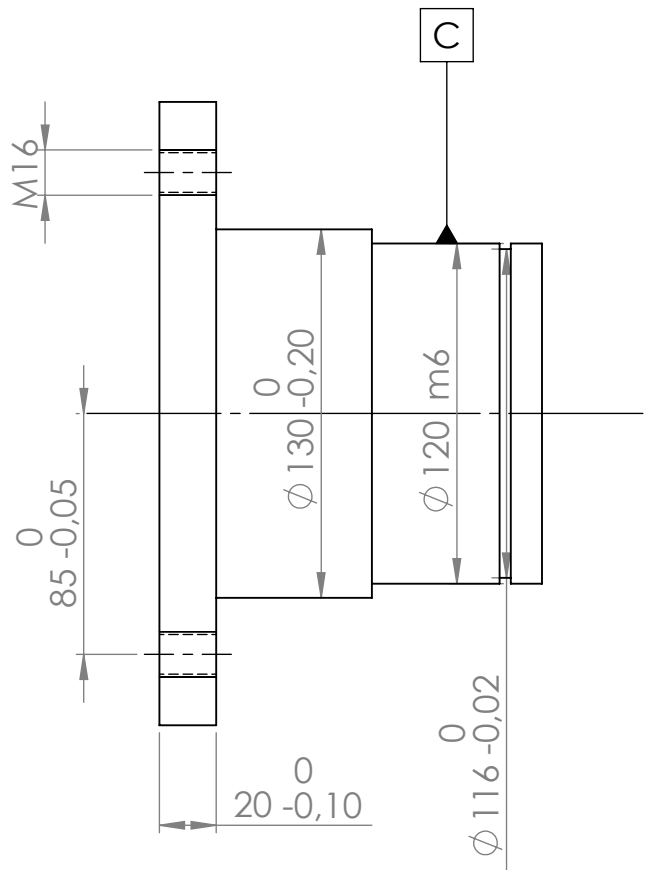
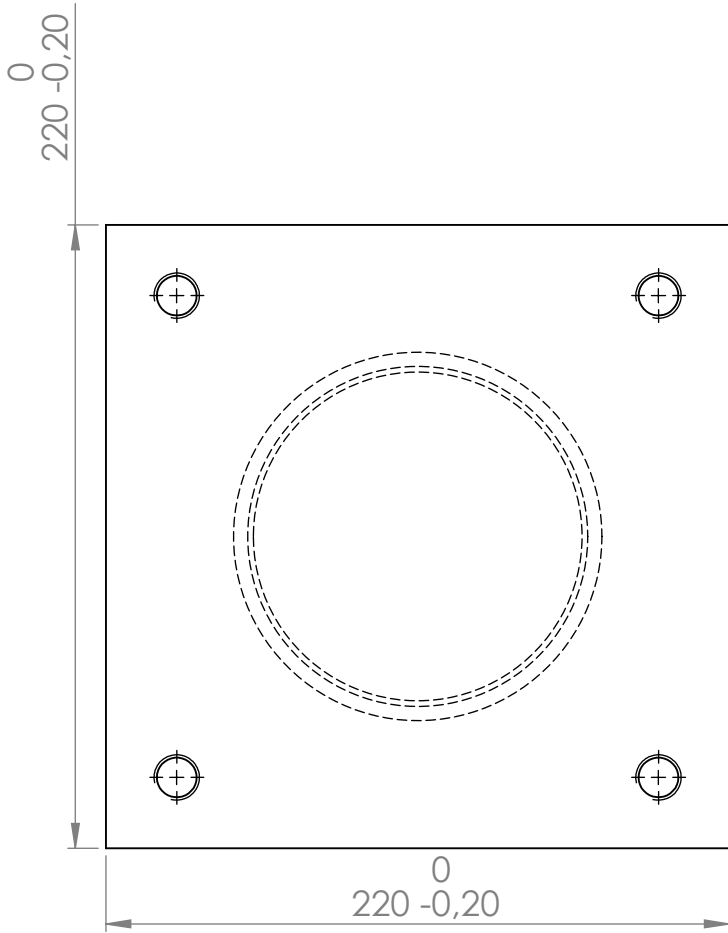
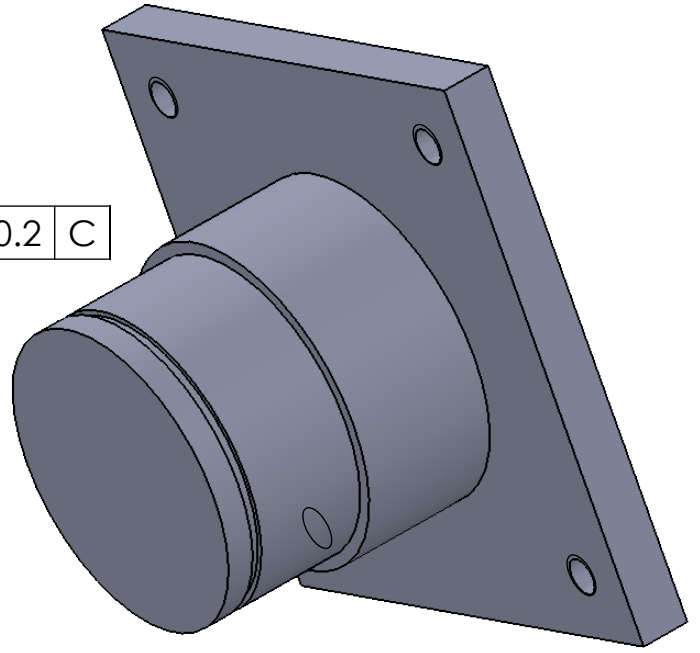
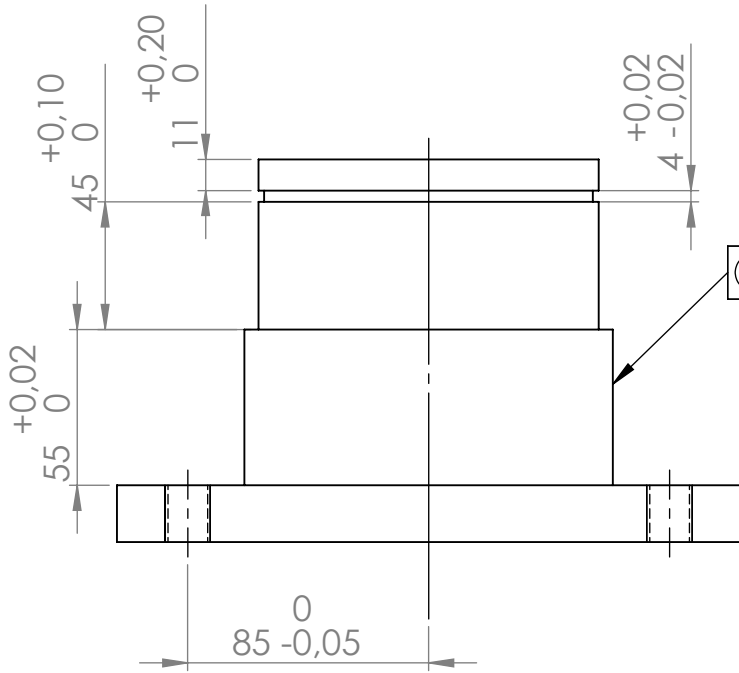
construction mécanique



		UNIVERSITE A.MIRA BEJAJA	
Echelle:1/2		P - F - E 2019	
ARBRE D'AXE (U)		01 juillet 2019	
GAGAOUA - Sofiane		A-A : 5052-H38 Barre	
construction mécanique			



UNIVERSITE A.MIRA BEJAJA		P - F - E 2019
Echelle:1/5	PORTIQUE D'AXE (U)	01 juillet 2019
		A-A : 356.0 - T6
GAGAOUA - Sofiane		construction mécanique



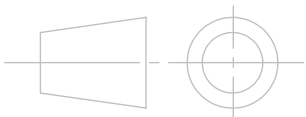
UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA

01 juillet 2019

Echelle: 3/8

PORTIQUE DE L'AXE W

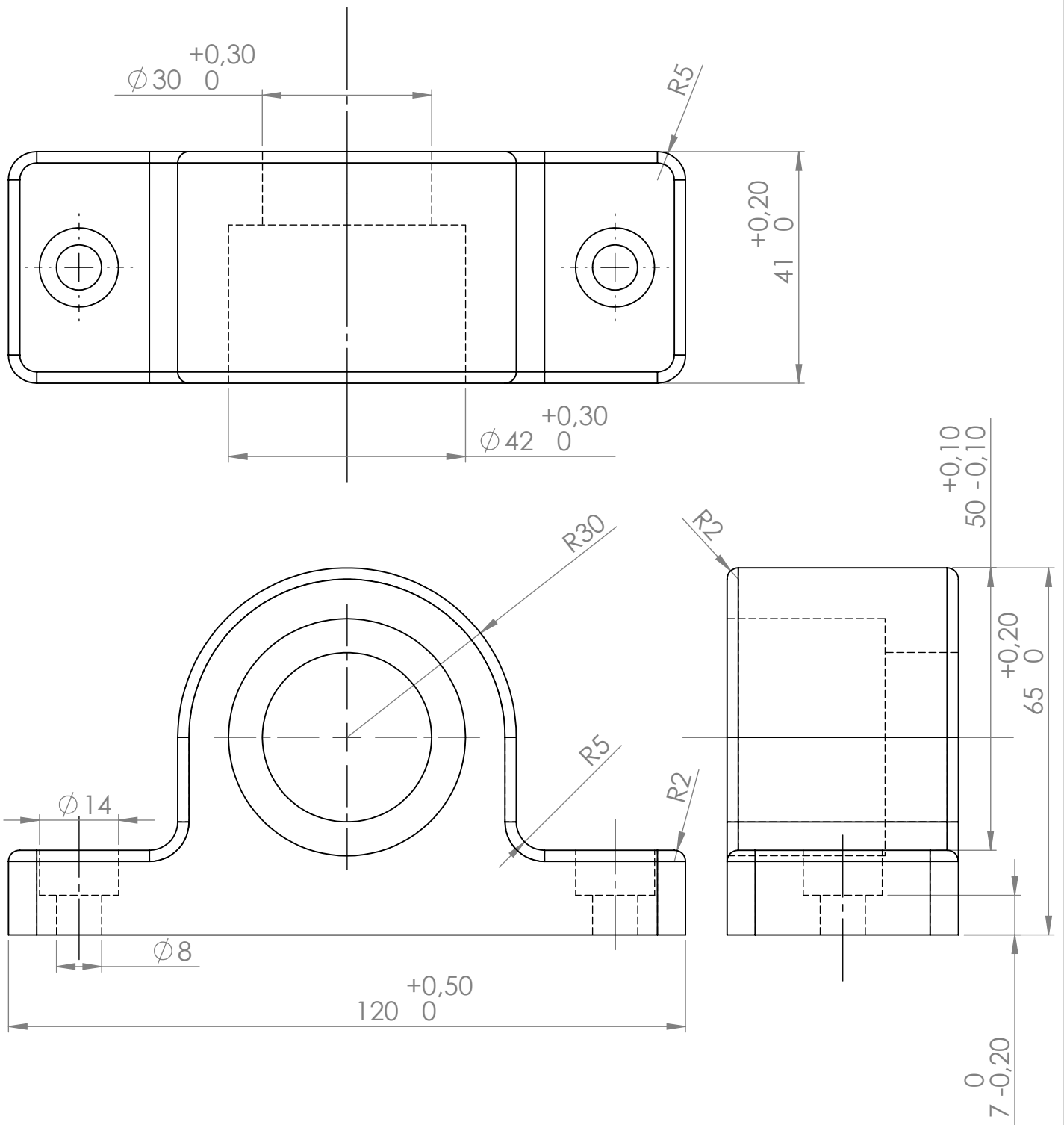
P - F - E 2019



A-A : 5052-H38 Barre

GAGAOUA - Sofiane

construction mécanique



UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA

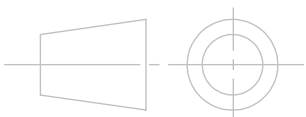
01 juillet 2019

Echelle: 1/1

PALIER DE GUIDAGE POUR VIS
A BILLES

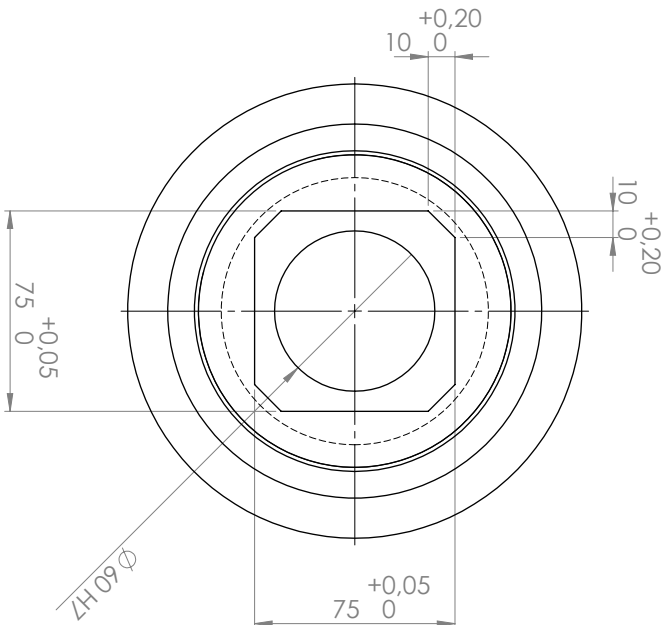
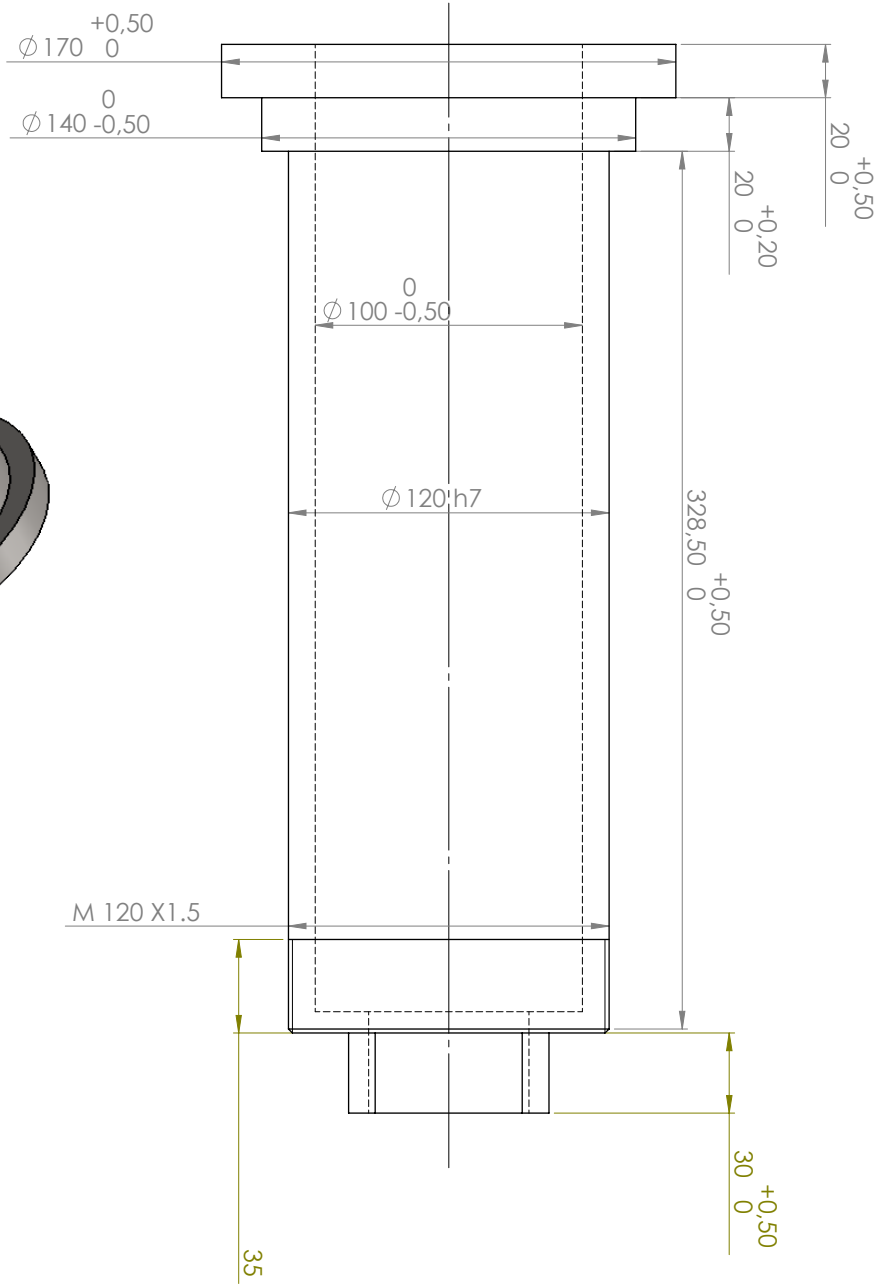
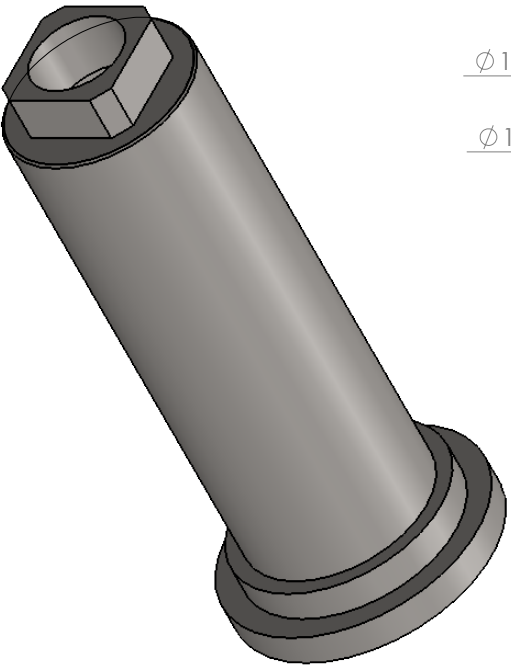
P-F-E 2019

A-A : 356.0 - T6



GAGAOUA - Sofiane

construction mécanique



UNIVERSITE A.MIRA BEJAJA		P - F - E 2019	
Echelle: 1/2	PORTE MANDRIN		01 juillet 2019
GAGAOUA - Sofiane	5052-H38 Barre		construction mécanique

Résumé

Ce projet est une contribution à l'étude de conception d'une affuteuse à commande numérique destiné à l'affutage des outils de coupes de fraisage et perçages. Ce travail comportant, en plus d'une recherche bibliographique, la conception d'une affuteuse d'outils à commande numérique 06 axes .Cette étude porte sur des calculs de Résistance des matériaux, dimensionnement des différents éléments de la structure, un choix des éléments de machine, ainsi que des simulations numériques, elle comporte aussi une liste des dessins de définition, des éléments principaux du mécanisme.

Mots-clés : *affuteuse, outils de coupes, commande numérique, Dimensionnement, Eléments de machine, Modélisation, Simulation.*

Abstract

This project is a contribution to the study of designing a cnc sharpening machine wish is destinated to sharpening the manufacturing tools. This work includes, in addition to a literature search, a design of a 06 axes cnc sharpening machine, this study focuses on calculations of strength of materials, design of various elements of the structure, choice of machine elements, as well as numerical simulations.

It's also includes a list of drawings definition of the main elements of the mechanism.

Keywords: *manufacturing, CNC, sharpening, machine elements, designing, strength of materials, drawings definition, Simulations.*