

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF - M'SILA

FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE
N° : FAB-11



FILIERE : GENIE MECANIQUE
OPTION : FABRICATION MECANIQUE
ET PRODUCTIVE

Mémoire présenté pour l'obtention
Du diplôme Master Académique

Par: Ballah Youcef
Guermit Mohammed Lamdjed

Intitulé du Sujet :

Contribution à l'étude des déformations
structurelles des machines outils

Soutenu le : 19 / 06 / 2018

Encadré par : Dr. HOCINE MAKRI

Devant le jury composé de :

Président Mme. Benhamadouche L Université Mohamed Boudiaf – M'sila

Examineurs Mr. Daouadari A Université Mohamed Boudiaf – M'sila

Examineurs Mr. Belhocine A Université Mohamed Boudiaf – M'sila

Année universitaire : 2017 / 2018

Remerciements

Avant tout, nos remerciements vont à Dieu tout puissant pour la volonté, la santé et la patience, qu'il nous a donnée durant toutes ces longues années pour réaliser ce travail malgré toutes les difficultés rencontrées.

Puis nous tenons à remercier tout particulièrement Dr . H.makri qui à bien voulu diriger ce travail.

Nos sincères remerciements vont aux membres de jury pour l'honneur qu'ils nous font en acceptant d'examiner notre travail.

Nous tenons à remercier vivement toute personne qui a contribué à réaliser ce mémoire.

Nos remerciements vont aussi à tous les enseignants du département mécanique qui ont contribué à notre formation.

En fin nous tenons à exprimer notre reconnaissance à tous nos amis et collègues pour le soutien moral et matériel.

Dédicaces

Nous dédions ce mémoire à nos parents qui nous a apporté beaucoup d'affection, d'amour et de soutien durant toute notre vie commune. Les mots ne parviendront jamais à exprimer tout l'amour que nous leur porte au fond de nos cœurs et nos âmes. Nous espérons qu'un jour nous pourrons leur rendre le peu de ce qu'ils ont fait pour nous, que dieu leur prête le bonheur et longue vie.

A nos frères et nos familles, qui ont été très souvent présents pour partager la joie et les souffrances à tous nos amis, nos collègues.

A tous nos professeurs nous dédions ce travail et en leur souhaitant tous le succès et le bonheur de la vie.

Ballah Youcef

Guermit Mohammed Lamdjad

الملخص:

يتعلق العمل المنجز في هذه المذكرة بالمساهمة في دراسة التشوهات الهيكلية للمكيئة والذي يعتبر موضوعا حساسا نظرا لتأثير هاته التشوهات على كفاءة ودقة المكيئة وبالتالي على عملية التصنيع. حيث قمنا ببحث ببيولوجرافي حول مصادر تلك التشوهات و دور تحسينات الشكل ونوع مادة الهيكل على صلابة المكيئة ثم ساهمنا بدراسة تطبيقية لترجمة ما جاء في الجزء النظري من هذه المذكرة فيما يتعلق بمدى تأثير أنواع تحسينات الهيكل و مادة صنعه على مقاومته للتشوهات اثناء التصنيع وهذا اعتمادا على نتائج المحاكاة.

Résumé :

Le travail effectué dans cette mémoire est lié à l'étude des déformations structurelles de la machine outil, qui est considérée comme un sujet sensible en raison de l'impact de ces déformations sur l'efficacité et la précision de la machine et donc sur le processus de fabrication. Nous avons fait une recherche bibliographique sur les sources de ces déformations et le rôle des améliorations de forme et du type de matériau de structure sur la rigidité de la machine. Ensuite, nous avons terminé cette mémoire par une étude expérimentale pour démontrer l'effet des types d'améliorations structurelles et le choix de matériau sur la résistance de la machine aux déformations.

Summary :

The work done in this memory is related to the study of the structural deformations of the machine tool, which is considered a sensitive subject because of the impact of these deformations on the efficiency and accuracy of the machine and therefore on the manufacturing process. We have done a bibliographic research on the sources of these deformations and the role of the improvements of form and the type of structural material on the rigidity of the machine. Then we finished this memory with an experimental study to demonstrate the effect of the types of structural improvements and the choice of material on the resistance of the machine to deformations.

Table des matières

Introduction Générale.....	1
----------------------------	---

Chapitre I: état de l'art généralités sur les machines outil

I.1. introduction.....	3
I.2. La classification des machines outil.....	3
I.2.1. Machines-outils conventionnelles.....	4
I.2.2. Machines-outils à commande numérique.....	4
I.2.3. L'architecture série.....	5
I.2.4. L'architecture parallèle.....	5
I.3. Les fonctions des organes de machine outil.....	6
I.3.1. Le bâti.....	6
I.3.2. Les axes de déplacement.....	7
I.3.3. La broche.....	9
I.3.4. Le directeur de commande numérique.....	9
I.3.5. Les porte-outils.....	10
I.4 Les structures des machines outils.....	10
I.4.1 Mécanisme à structure parallèle.....	10
I.4.2 Mécanisme à structure sérielle.....	11
I.4.3 Mécanisme à structure hybride.....	11
I.4.4 Structure de type tripode ou hexapode.....	12
I.4.5 Structure de type delta.....	12

Chapitre II : Les défauts des machines : source et réduction

II.1. Introduction.....	13
II.2. Les causes physiques qui affectent la géométrie de la machine outil.....	13
II.2.1. Les forces responsables des déformations structurelles des machines-outils.....	13
II.2.2. Elimination des forces perturbant la géométrie des machines.....	13
II.2.2. Variations de température.....	17
II.3. Classification des erreurs de machine outil et leur origines.....	17
II.3.1- Classification des erreurs.....	17

<u>II.3.2. Sources des erreurs</u>	<u>18</u>
<u>II.3.3-Erreurs quasi-statiques</u>	<u>18</u>
<u>II.3.3.1.Erreurs géométriques</u>	<u>18</u>
<u>II.3.3.2. Erreurs cinématiques</u>	<u>19</u>
<u>II.3.3.3 Erreurs thermiques</u>	<u>21</u>
<u>II.3.4. Erreurs statiques</u>	<u>21</u>
<u>II.3.4 Erreurs dynamiques</u>	<u>22</u>
<u>II.3.4.1. Erreurs dynamiques dues à la machine-outil</u>	<u>23</u>
<u>II.3.4.2 Erreurs dynamiques dues au procédé</u>	<u>23</u>
<u>II.4. Réduction des effets d’erreurs</u>	<u>24</u>
<u>II.4.1. Évitement d'erreur</u>	<u>24</u>
<u>II.4.2. Compensation d’erreurs</u>	<u>24</u>
<u>II.4.2.1. Compensation active</u>	<u>24</u>
<u>II.4.2.2. Compensation par étalonnage</u>	<u>25</u>
<u>II.4.2.3 Les limites des techniques de compensation</u>	<u>26</u>

Chapitra III: Le rôle de la structure de machine outil a la limitation des formations

<u>III.1. Introduction</u>	<u>27</u>
<u>III.2. Les différentes sources de déformations de machine outil</u>	<u>27</u>
<u>III.2.1. Déformations causées par les forces de poids</u>	<u>27</u>
<u>III.2.2. Déformations causées par des forces de coupe</u>	<u>27</u>
<u>III.2.3. Déformations thermiques</u>	<u>27</u>
<u>III.2.4. Vibrations forcées</u>	<u>28</u>
<u>III.2.5. Vibrations auto-excitées</u>	<u>28</u>
<u>III.3.Rôle de matériau à la limitation des déformations</u>	<u>28</u>
<u>III.3.1. Propriétés et caractéristiques des Matériaux de la structure</u>	<u>28</u>
<u>III.3.1.1. Les propriétés des matériaux affectant le comportement de la machine outil</u>	<u>29</u>
<u>III.3.1.2. Caractéristiques des matériaux affectant le comportement de la machine outil</u>	<u>29</u>
<u>III.3.2. Matériaux pour les composants structurels</u>	<u>31</u>
<u>III.3.2.1 Matériaux conventionnels</u>	<u>31</u>
<u>III.3.2.2. Matériaux innovants</u>	<u>32</u>
<u>III.3.3. Cahier des charges matériau des organes les plus intéressants</u>	<u>33</u>

III.3.3.1. Bâti de machine	33
III.3.3.2. Chariots	35
III.4. Rôle du design à la limitation des déformations	36
III.4.1. Profils de structures de machines-outils	37
III.4.2. Facteurs affectant la rigidité de la structure de la machine-outil et méthodes pour l'améliorer	39
III.4.2.1. Effet de l'ouverture sur la rigidité en torsion	39
III.4.2.2. Effet des raidisseurs (nervures) sur la rigidité de la structure	41
III.4.2.3. Effet de la plaque d'extrémité sur la rigidité de la structure	41
III.4.2.4. Effet de l'arrangement des nervures dans la structure de la boîte fermée	42
III.4.2.5. Effet des raidisseurs verticaux	43
III.4.2.6. Effet des raidisseurs horizontaux	45
III.4.2.7. Effet des boulons de fixation et des raidisseurs verticaux externes au fond	46
III.4.2.8. Amélioration de la rigidité des structures ouvertes	49
III.4.2.9. L'importance des joints et leur orientation sur la rigidité globale de la structure	50

Chapitre VI : Etude expérimentale

IV.1. Le contexte d'étude	53
IV.2. Etude basée sur le facteur du choix du matériau	53
IV.2.1. Structure en fonte grise	53
IV.2.1.2. Propriétés de la fonte grise choisie	54
IV.2.1.3. Résultats obtenus	55
IV.2.1.4. Calcul de rigidité C pour la structure en fonte grise	55
IV.2.2. Structure en acier inoxydable moulé	58
IV.2.2.1. Propriétés de l'acier inoxydable choisi	58
IV.2.2.2. Résultats obtenus	59
IV.2.2.3. Calcule la rigidité pour une structure en acier inoxydable moulé	61
IV.2.3. Discussion	62
IV.3. Etude basée sur le facteur de la forme de la structure	62
IV.3.1. Model 1 : colonne de fraiseuse à raidisseurs verticaux	63
IV.3.1.1. Résultats de simulation du model 1	63
IV.3.1.2. Calcul de la rigidité du model 1	66
IV.3.2. Model 2 : colonne de fraiseuse avec raidisseurs horizontaux	67
IV.3.2.1. résultats pour le modèle 2	68

<u>IV.3.2.2. Calcul de la rigidité du modèle 2</u>	<u>70</u>
<u>IV.3.3. modèle 3 : colonne en forme trapézoïdale renforcée par raidisseurs verticaux</u> ...	<u>71</u>
<u>IV.3.3.1. Résultats de simulation de modèle 3</u>	<u>72</u>
<u>IV.3.3.2. Calcul de la rigidité du modèle 3</u>	<u>74</u>
<u>IV.3.4. Discussion</u>	<u>75</u>
<u>IV.4. Conclusion</u>	<u>75</u>
Conclusion générale.....	67
Bibliographie.....	77

Liste des figures

- Figure I.1 : modèle de la structure d'une machine-outil.
- Figure I.2. machine outil conventionnelle.
- Figure I.3. machine outil a commande numérique (tour).
- Figure I.4. Architecture série de machine outil
- Figure I.5. Architecture parallèle de machine outil
- Figure I.6. bâti de machine outil
- Figure I.7. guidage de machine outil
- Figure I.8. broche de machine outil
- Figure I.9. porte outil de machine outil
- Figure I.10. Mécanisme pleinement parallèle
- Figure I.11. Machine outil à structure sérielle de type portique
- Figure I.12. Mécanisme hybride.
- Figure I.13. Structure de type delta
- Figure II.1. Dispositif de compensation de poids du chariot.
- Figure II.2. Centre d'usinage
- Figure II.3. Les facteurs affectant la précision des machines outils
- Figure II.4. Liaison linéaire typique d'une machine-outil
- Figure II.5. Exemple d'erreur Cinématique du mouvement de translation
- Figure II.6. Exemple d'erreurs cinématiques pour mouvement Rotatif
- Figure II.7. Discrétisation de l'outil en disques pour calculer l'effort total
- Figure II.8. Modélisation du comportement dynamique de l'outil-pièce
- Figure II.9. Concept de la compensation active des erreurs
- Figure II.10. Technique de compensation par étalonnage

Fig.III.1. Variation de l'angle de torsion en fonction de la forme et de la taille de l'ouverture

Fig. III.2. Comparaison de la déformation de la section transversale avec et sans plaque de recouvrement

Fig.III.3. Colonnes avec raidisseurs verticaux internes et externes

Fig. III.4. Colonnes avec raidisseurs horizontaux

Fig.III.5. Effet de l'agencement des boulons et des raidisseurs inférieurs extérieurs

Fig.III.6. Raidisseurs extérieurs verticaux

Figure. IV.1. détails du model 1 : structure de colonne de fraiseuse avec des raidisseurs verticaux en X

Figure. IV.2. détails du modèle 2 : structure de colonne renforcée par des raidisseurs horizontaux.

Figure IV.3. Représente la structure de model 3

Liste des tableaux

Tableau : III.1. Propriétés des matériaux à base de Fe-C

Tableau III.2. Propriétés du béton polymère et du granit.

Tableau III.3 Propriétés des plaques CFC.

Tableau III.4. Comparaison de la rigidité des différentes sections ayant la même aire
c/s

Tableau III.5. Effet de l'ouverture et de la plaque de couverture sur la rigidité de
structures de type boîte

Tableau III.6. Effet de l'épaisseur de la couverture d'extrémité sur la rigidité en torsion
et en flexion

Tableau. III.7 Effet du raidisseur sur la rigidité à la flexion et à la torsion des
structures de type boîte

Tableau. III.8. Effet des raidisseurs verticaux externes et internes

Tableau .III.9. Effet de la combinaison des raidisseurs horizontaux et verticaux

Tableau .III.10. Effets des raidisseurs inférieurs verticaux externes

Tableau III.11. Effet de l'arrangement des raidisseurs sur les raidisseurs de torsion
des structures ouvertes

Tableau IV.1. Les propriétés de la fonte grise proposée

Tableau IV.2. Les valeurs de contraintes pour une structure en fonte grise.

Tableau IV.3. Les valeurs de déplacements nodaux pour une structure en fonte grise.

Tableau IV.4. Les valeurs de déformation pour une structure en fonte grise.

Tableau. IV.5. les propriétés d'acier inoxydable.

Tableau IV.6. Les valeurs de contrainte de von mises pour une structure en acier
inoxydable moulé

Tableau IV.7. Les valeurs de déplacement pour une structure en acier inoxydable moulé.

Tableau IV.8. Les valeurs et les zones de déformation pour un structure en acier inoxydable moulé.

Tableaux. IV.9. les valeurs et les zones de contrainte von mises pour la structure du model 1

Tableau.IV.10. les valeurs et les zones de déplacement pour la structure du model 1.

Tableau. IV.11. les valeurs et les differents zones de deformation pour la structure du modele 1.

Tableau. IV.12. les valeurs et les zones de : contrainte de von Mises pour la structure du modele 2.

Tableau. IV.13. les valeurs et les zones de déplacement pour la structure du modele 2.

Tableau. IV.14.les valeurs et les zones de déformation pour la structure du modele 2.

Tableau. IV.15.les valeurs et les different zones de contrainte de von mises dans la structure du modele 3

Tableau. IV.16. les valeurs et les different zones de contrainte de von mises dans la structure du modele 3

Tableau. IV.17. les valeurs et les different zones de deformaton dans la structure du modele 3

Liste des symboles

E : Module d'Young

ν : Le coefficient de Poisson

ρ : Densité

α : Coefficient de dilatation thermique

c : Capacité calorifique spécifique

k : Conductivité thermique

c_m : le coût du matériau par kg

ρ : la masse volumique.

η : facteur de pertes

F : la force

C : la rigidité

mm: millimètre

cm : centimetre

N : newton

Mpa : méga pascal

g : gramme

k : kelvin

Introduction générale:

Durant la dernière décennie, le contexte économique a imposé à cette industrie de nouvelles normes de performance en ce qui concerne la qualité, la productivité, les coûts et les délais de production. Ces contraintes de marché ont évolué beaucoup plus vite que les performances des machines actuelles. La technologie sur laquelle ces machines reposent est basée sur des concepts datant de plusieurs décennies et qui arrivent presque à la limite de leur potentiel. Les quelques développements technologiques enregistrés dans le domaine sont davantage motivés par les besoins des utilisateurs que par les initiatives des constructeurs.

Les procédés d'usinage sont extrêmement variés. Le terme « usinage » (machining) employé par abus de langage est consacré par l'usage pour tous les procédés qui suivent. En effet, il est utilisé même pour les procédés sans présence d'outil, mais avec intervention d'un milieu agressif. L'usinage est une opération de base utilisant les machines-outils pour la production des pièces mécaniques. À partir des dimensions imposées par le concepteur, la machine est dédiée à l'enlèvement matière en vue de l'obtention de la surface finale désirée, en passant par le calcul de la trajectoire de l'outil avec une précision contrôlée. La pièce produite doit répondre à des critères de conformité dimensionnelle et surfacique pour pouvoir assurer sa fonction dans le mécanisme pour lequel elle est fabriquée.

Notre thème est dans le contexte de discuter des déformations structurelles de machine outil pendant l'opération d'usinage et se fixe comme objectif l'étude de ces déformations structurelles de machine outil, Nous procédé au traitement du sujet en faisant une recherche bibliographie en premier lieu au sujet des erreurs d'usinage, leur sources, et les solutions pour éviter ou compenser après l'événement .

Ensuite, nous avons parlé des déformations structurelles, de leurs sources et des facteurs qui jouent un rôle important dans leur réduction, où nous avons abordé les deux facteurs les plus importants: les matériaux de structures et la forme, Où nous avons fait une recherche bibliographique sur l'impact de ces facteurs sur la rigidité de la machine et leur contribution à la réduction des distorsions, basée sur la comparaison entre les caractéristiques de plusieurs modèles de matériaux et de formes, avant d'entamer le côté pratique qui traite les déformations relatives à la rigidité structurelle d'une machine-

outil selon la disponibilité en utilisant des méthodes expérimentales pour d'identifier les paramètres et variables à prendre en compte pour corriger un défaut émanant d'une machine et affectant un processus d'usinage en cours.

Notre manuscrit est divisé en 4 chapitres. Le premier parle des généralités sur la machine outil, Le deuxième chapitre se traite les sources et la compensation des erreurs affectant la précision d'usinage, Le troisième chapitre traite les déformations structurelles de machine outil et rechercher les facteurs qui jouent un rôle dans la rigidité de la structure.

Le cinquième chapitre est une étude expérimentale utilisant des simulateurs dans Solidworks résumant et illustrant expérimentalement le troisième chapitre.

Chapitre I : Machines-outils et centres d'usinage

I.1. introduction :

Une machine-outil est un ensemble d'appareils destinée à faire fonctionner mécaniquement des outils, le mouvement généré par le moteur étant transmis à la à l'organe terminal par l'intermédiaire d'une transmission dans le but de fabriquer par coupe des éléments mécaniques. Les machines-outils employées pour le travail des métaux sont très diverses et très répandues.

Une machine outil a pour but de réaliser physiquement les mouvements de Coupe nécessaires à l'obtention d'une surface par enlèvement de matière. Elle réalise le mouvement de coupe et le mouvement d'avance de l'outil par rapport à la pièce. De plus, elle doit permettre l'obtention de pièces en respectant les spécifications fonctionnelles.

On représente la structure d'une machine, en cours d'usinage, par un système bouclé, chaque élément contribue à la réalisation du contrat fonctionnel. Le réglage de la machine consiste à mettre en position relative ces différents éléments [1].

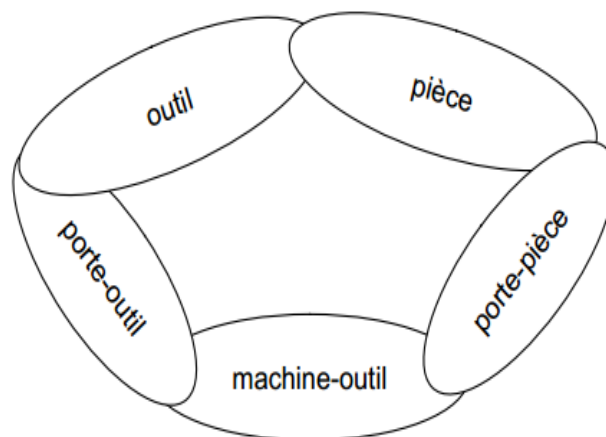


Figure I.1 : modèle de la structure d'une machine-outil [1]

I.2. La classification des machines outil :

Il existe plusieurs critères de classement des machines-outils, si l'on considère le critère de la technologie de la machine outil, elles sont classées en deux grandes catégories :

2.1. Machines-outils conventionnelles :

C'est une machine d'opération de fabrication directe entre le fabricant et la machine lorsque le fabricant applique les dimensions qui lui sont assignées manuellement par le contrôle manuel de la machine.



Figure I.2.machine outil conventionnelle [1].

2.2. Machines-outils à commande numérique :

La machine outil à commande numérique CNC ou computer numerical control en anglais est un machine-outil dotée d'une commande numérique assurée par un ordinateur. De nos jours, elle est très utilisée dans le domaine de la fabrication mécanique [1].



Figure I.3.machine outil a commande numérique (tour) [1].

Si l'on considère le critère de la structure ou l'architecture, les machines-outils sont classées en deux familles:

I.2.3. L'architecture série :

C'est l'architecture dite classique qui a été mise en œuvre dans les premières machines de production, il y a plus d'un siècle, et qui est encore utilisée aujourd'hui dans la majorité des machines. Elle est donc constituée d'une seule chaîne cinématique permettant la mise en position de l'outil par rapport à la pièce. Sa commande est assez simple dans la mesure où les trajectoires élémentaires sont obtenues avec la mise en mouvement d'une seule liaison paramétrée [3].

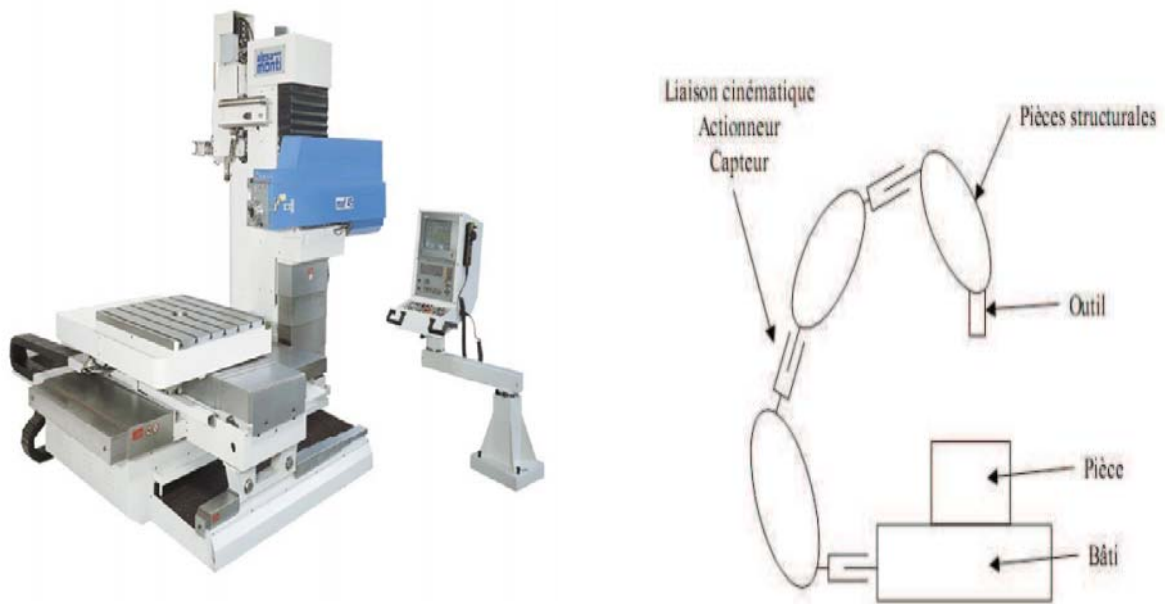


Figure I.4. Architecture série de machine outil [3].

I.2.4. L'architecture parallèle :

L'outil est relié à la pièce par plusieurs chaînes cinématiques indépendantes. Actuellement beaucoup d'industriels présentent des prototypes, voire des machines commercialisées, qui utilisent cette structure. La première utilisation de cette architecture est la machine de Gough pour le test de

pneumatique. Actuellement l'architecture de Gough (ou plateforme de Stewart) est surtout utilisée pour les simulateurs de vol.

D'autres architectures parallèles sont utilisées dans le domaine industriel. Par exemple, le robot Delta [est employé pour des applications de « pick and place » dans les industries agroalimentaires ou en robot de la commande de cette architecture est relativement complexe, c'est pourquoi elle ne commence son essor que depuis quelques années, avec l'arrivée des nouvelles commandes numériques et de leur capacité de calcul. Pour une machine à structure série, la réalisation d'un mouvement simple ne demande bien souvent que de commander un ou deux actionneurs en simultané. Pour une machine à structure parallèle, quelque soit le mouvement, il est nécessaire de commander l'ensemble des actionneurs en simultané [3].

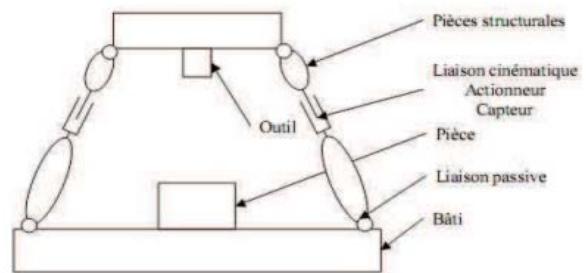


Figure I.5. Architecture parallèle de machine outil [3].

I.3. Les fonctions des organes de machine outil :

I.3.1. Le bâti :

Le bâti assure le guidage des axes de mouvements, et l'agencement des autres organes de la machine. Pour assurer une géométrie correcte, et encaisser les actions mécaniques dues aux accélérations élevées des mobiles, le bâti doit être rigide et limiter les déformations dues à la chaleur. Les nouvelles machines intègrent de nouveaux matériaux de construction (béton), et la répartition des masses est optimisée [1].

La liaison au sol du bâti est également importante. Pour augmenter la rigidité des machines, on a recours à des liaisons hyperstatiques au sol, ce qui pose des problèmes de déformation du bâti. Par contre, les machines actuelles, plus rigides, permettent la réalisation de liaisons isostatiques sur trois points, qui limitent les déformations du bâti. Cette rigidité importante pose des problèmes de dissipation énergétique lors des chocs. En plus de ces fonctions essentielles, le bâti remplit aussi des fonctions auxiliaires importantes, comme la gestion des copeaux, et la protection des opérateurs [1].



Figure I.6. bâti de machine outil

3.2. Les axes de déplacement :

Les axes de déplacement mettent en mouvement les parties mobiles des machines avec de fortes accélérations. Les axes sont constitués d'un **guidage**, d'un **système d'entraînement**, d'une **motorisation** et d'un **système de mesure**. [1]

❖ **Le guidage** : positionne précisément des solides. Il est assuré par des glissières, qui sont de plus en plus réalisées au moyen de rouleaux précontraints, afin de limiter les frottements, et de supporter des charges plus élevées [1].



Figure I.7. guidage de machine outil

- ❖ **la motorisation** : la motorisation est assurée par des moteurs électriques triphasés dans le cas des machines conventionnelles et des moteurs pas à pas dans le cas des machines à CN. Pour assurer une grande productivité, on cherche à minimiser les temps hors matière et on demande des vitesses de retour rapide importantes pour cela le mobile doit atteindre rapidement ces vitesses, d'où il faut appliquer des accélérations importantes. En fraisage, l'augmentation de la fréquence de rotation entraîne une augmentation des vitesses d'avance [1].
- ❖ **Le système de mesure** : Le système de mesure transmet la position du solide à la commande numérique. Deux technologies sont utilisées [1]:
 - ✓ les systèmes de mesure, qui comptent les nombres de tours de vis et la position angulaire dans le tour. Ils ont pour capteurs des codeurs incrémentaux semi-absolus.
 - ✓ des systèmes, qui mesurent la position effective du mobile. Ils ont pour capteurs des règles incrémentales, plus chère cette technologie a tendance à se développer sur des machines de production qui doivent avoir des asservissements précis (fraisage).

I.3.3. La broche :

La broche crée le mouvement de coupe nécessaire à l'usinage. Elle assure donc la mise en rotation de la pièce ou de l'outil. Cinématiquement, la broche est en liaison pivot avec le bâti ou un chariot. Dynamiquement, elle doit être très rigide, et stable thermiquement de façon à garantir la position relative de l'outil par rapport à la pièce durant l'usinage [1].



Figure I.8.broche de machine outil

I.3.4. Le directeur de commande numérique [1]:

Dans les MOCN La commande numérique assure l'asservissement en position et en vitesse des déplacements des mobiles. C'est purement de la commande d'axe, avec un traitement numérique pour élaborer les consignes de commande en temps réel en fonction des paramètres de la trajectoire et de l'état de la chaîne d'action. On peut citer les fonctions suivantes :

- interprétation du programme d'application.
- détermination des phases de travail (blocs exécutables).
- calcul des consignes successives sur la trajectoire.
- élaboration de l'écart de poursuite et des corrections nécessaires.
- gestion des données et des mesures.
- surveillance des erreurs.

I.3.5. Les porte-outils :

Les porte-outils ont pour fonction d'assurer la liaison entre l'outil et la machine. Suivant le mode d'usinage, ils supportent des sollicitations dynamiques différentes.

Dans le cadre du tournage, le porte-outil doit essentiellement supporter un effort de coupe important, les surfaces d'appui doivent être étendues. Dans le cadre du fraisage, les porte-outils assurent la liaison au moyen d'un cône normalisé [1].



Figure I.9. porte outil de machine outil

I. 4 Les structures des machines outils :

Mécanisme à structure parallèle :

un mécanisme à structure parallèle c'est un mécanisme à chaînes cinématiques fermées dont l'organe terminal est relié à la base par au moins deux chaînes cinématiques indépendantes. Ainsi, si l'effecteur du mécanisme à n degrés de liberté, et que la base mobile est reliée à la base fixe par n chaînes indépendantes alors le mécanisme est dit pleinement parallèle [2].

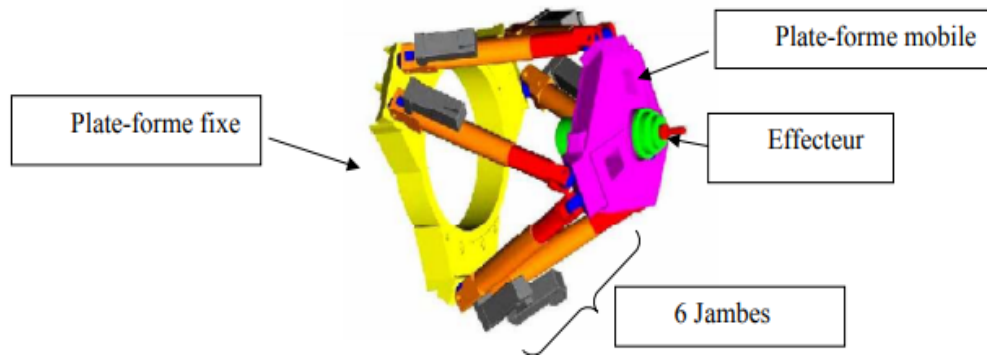


Figure I.10. Mécanisme pleinement parallèle [2].

Mécanisme à structure sérielle:

Un mécanisme à structure sérielle est un mécanisme à chaîne cinématique ouverte dont l'organe terminal est relié à la base par une succession de segments en liaison avec son successeur [2].



Figure I.11. Machine outil à structure sérielle de type portique [2].

Mécanisme à structure hybride :

Un mécanisme à structure hybride est une combinaison de deux types de structure, l'une sérielle et l'autre parallèle, ainsi, si l'effecteur du mécanisme à n degrés de liberté, et que la base mobile est reliée à la base fixe par m ($m < n$) chaînes indépendantes alors le mécanisme est dit hybride [2].

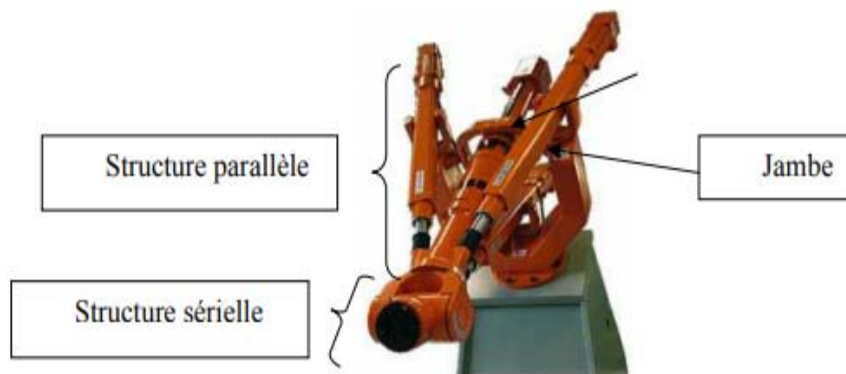


Figure I.12. Mécanisme hybride [2].

Structure de type tripode ou hexapode :

Nous appelons une structure de type tripode ou hexapode, un mécanisme dont les chaînes cinématiques (respectivement 3 ou 6 jambes) connectant la base fixe à la base mobile sont composées de deux éléments liés par une liaison glissière actionnée ou non [2].

Structure de type delta :

Nous appelons, ici, une structure de type delta, un mécanisme dont les chaînes cinématiques sont réalisées par deux éléments de longueur fixe connectés par des liaisons pivots, cardans ou rotules, la liaison à la base fixe peut être de type glissière actionnée [2].



Figure I.13. Structure de type delta [2]

Chapitre II : Les défauts des machines outils et leur sources.

II.1. Introduction :

Les dimensions finales des pièces usinées sur machines-outils doivent répondre aux critères de conformité exigés par la conception. D'un côté l'évolution technologique de la conception nécessite de plus en plus des tolérances assez sévères pour des raisons de montage et de rôle des pièces durant leurs cycles de vies. De l'autre côté, la modernisation des machines-outils, pour répondre aux exigences du produit fini, reste insuffisante. Pour ces raisons, de multiples recherches sont menées pour étudier les erreurs affectant la précision d'usinage ainsi que les méthodes d'élimination de leurs effets.

II.2. Les causes physiques qui affectent la géométrie de la machine outil :

La qualité de géométrie des machines est liée à la stabilité de forme des éléments constituant la chaîne métrologique : à savoir d'une part les solides et d'autre part les liaisons entre ces solides.

Les deux causes principales de déformation de ces d'éléments sont les différentes forces qui peuvent s'exercer sur eux, et les perturbations thermiques qui peuvent entraîner des déformations par phénomènes de dilatation [4] .

II.2.1. Les forces responsables des déformations structurelles des machines-outils :

Les forces qui s'exercent sur les éléments de la chaîne métrologique proviennent principalement de quatre origines :

- ❖ **Les forces liées au travail de la machine** : Principalement les forces de coupe. Ces forces sont d'une intensité telle qu'ils provoquent des déflexions mesurables dans la structure surtout dans les opérations d'ébauche en contournage dans le cas du fraisage et dans le chariotage en cas de tournage si non elles sont en principe très modérées lorsque l'on cherche à exploiter la qualité géométrique de la machine, surtout au cours des opérations de finition. Il en est de même pour des opérations de palpage dans l'exécution de mesures pour lesquelles les efforts sont

toujours extrêmement modérés et ont très peu d'influence sur la déformation des éléments de la machine [4].

- ❖ **Les forces liées au poids des éléments de la machine** : ces forces, qui peuvent être très importantes, sont en principe répétables pour des coordonnées identiques de la machine. Seul peut varier le poids d'équipements interchangeables, comme par exemple, l'échange de têtes sur une fraiseuse. L'effet de ces forces est, en général, relativement facile à compenser, éventuellement par des solutions purement mécaniques [4].
- ❖ **Forces dues aux quantités d'accélération** : proportionnelles aux masses, associées aux vibrations extérieures et intérieures. Ces forces augmentent très sensiblement avec la vitesse et deviennent prépondérantes pour des machines à dynamique rapide.
- ❖ **Les forces de frottement au niveau des glissières** : ces forces dépendent de la technologie de glissière employée. Il existe donc des forces tangentielles exercées dans la direction des glissières, dont le sens dépend de celui du mouvement qui a permis d'atteindre la position. L'effet de ces forces peut être important surtout par les rotations qu'elles sont susceptibles de provoquer sur les éléments de la machine, en particulier si le bras de levier qui existe entre les glissières et les systèmes de commande de position est important. L'effet de ces forces introduit un effet d'hystérésis qui peut apparaître comme l'effet d'un jeu sur des machines qui n'en comportent pas [4].

II.2.2. Elimination des forces perturbant la géométrie des machines :

Une méthode praticable pour éviter les déformations provoquées par les forces variables consiste à faire « disparaître » ces forces. Cette solution est bien adaptée au traitement des forces de pesanteur pour lesquelles il est possible de créer un effort opposé. Considérons le cas d'un chariot se déplaçant sur un portique : Il est possible d'envisager de créer un effort, opposé au poids du chariot, appliqué à la verticale du centre de gravité. On peut imaginer tout système capable de créer ce type d'effort. Le plus élémentaire mais irréaliste pourrait être constitué d'un ballon aérostatique exerçant un effort vers le haut et accroché à la verticale du centre de gravité du chariot. Cet exemple décrit bien la force constante exercée par un système à raideur nulle. D'une façon plus réaliste, on peut envisager l'emploi d'un dispositif [4].

« Équilibreur de charge » utilisé fréquemment en maintenance de charges répétitives, pour aider au chargement de machines par exemple. Une condition importante est d'éviter de transmettre des efforts parasites pouvant être introduits par les frottements dans ce mécanisme. Un dispositif viable et envisageable est d'intégrer dans chacune des jambes du portique deux jambes verticales appuyées chacune sur un appui glissant sans frottement, par exemple un patin aérostatique, ces jambes sont guidées dans le portique par une liaison sans frottement de type lames flexibles. Une poutre repose sur le haut de ces jambes et un appui glissant sans frottement, relié au chariot par un ressort taré ou un vérin constitué par un soufflet de dilatation sous pression d'air, s'appuie sur cette poutre (figure II.1) [4].

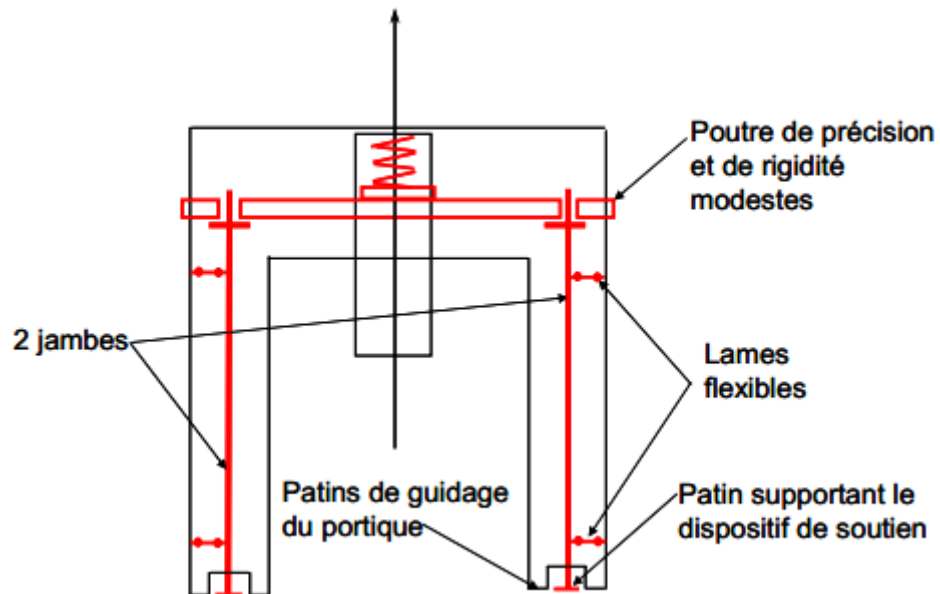


Figure II.1. Dispositif de compensation de poids du chariot [1].

De cette façon, le chariot est soumis à une force verticale de valeur constante passant par le centre de gravité et colinéaire à son poids. Dans ce cas, le déplacement du chariot le long du portique ne perturbe plus l'équilibre de celui-ci. On peut considérer que le chariot est en « apesanteur » et qu'il est maintenu en position par les guidages de précision.

Une faiblesse de cette solution est que les forces d'inertie liées au champ des accélérations et aux vibrations ainsi que les forces de travail continuent à solliciter la structure de précision qui est la seule à apporter une rigidité. Des constructeurs de machines-outils ont pratiqué cette solution en implantant à la place de chaque jambe $u+2n$ vérin hydraulique dont la pression était associée à la position en Y du chariot. Ce principe, très complexe à régler est moins intéressant que la solution présentée sur la figure II.2.

Il a existé, dans l'histoire de la construction des machines, un centre d'usinage dont la colonne était guidée par des douilles cylindriques sur deux barres rondes encastrées dans le bâti. Un système auxiliaire de patins aérostatiques montés sur ressort permettait d'exercer un effort opposé au poids la colonne (figure II.2) [4].

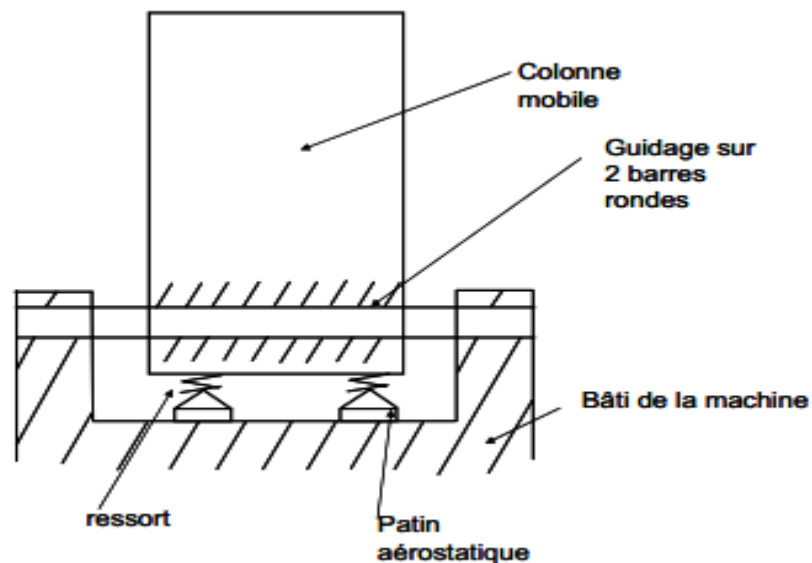


Figure II.2. Centre d'usinage [4].

Cette application présente un aspect pervers car elle permet d'alléger le système de guidage qui, du fait de cet allègement, présente une rigidité faible vis-à-vis des vibrations. Ce type de solution peut présenter un intérêt dans le cas de machines à mesurer mais pas dans celui de machines subissant des sollicitations dynamique.

II.2.2. Variations de température :

-La dilatation homothétique:

Les variations de température provoquent des déformations des éléments solides par le phénomène de dilatation de 12.5 micromètres par mètre et par degré Kelvin. Des matériaux particuliers, l'Invar, alliage à 36% de nickel, ou le Zérodur verre comportant une phase vitreuse et une phase cristalline permettent de diviser par dix ou cent cette sensibilité à la dilatation. Ils sont cependant coûteux et difficiles à mettre en forme et à utiliser. Bien que parfois utiles, ils ne constituent pas une réponse universelle au problème de la dilatation. Ce phénomène de dilatation, bien connu de tous correspond à la dilatation homothétique répondant à une variation homogène de température. Dans ce cas, les erreurs sur les élévations de longueurs sont bien en rapport avec le coefficient de dilatation, éviter les effets de ce phénomène conduit à prendre des précautions relativement élémentaires. En dernier recours, une mesure de température des éléments peut apporter une amélioration de précision par le moyen d'une correction relativement simple [4].

II.3. Classification des erreurs de machine outil et leur origines :

II.3.1- Classification des erreurs :

Les erreurs peuvent être classées en plusieurs catégories selon leurs sources, leurs effets et leurs comportements dans le temps. Leurs effets peuvent être considérés comme étant la combinaison des contributions individuelles de tous les éléments constituant le système Machine-Outil-Pièce (MOP), Les erreurs les plus importantes sont:

- les erreurs quasi-statiques.
- les erreurs dynamiques.
- les erreurs dues à la Pièce et à l'outillage.

La figure II.3. présente une classification de l'ensemble des facteurs qui peuvent affecter la précision des machines-outils.

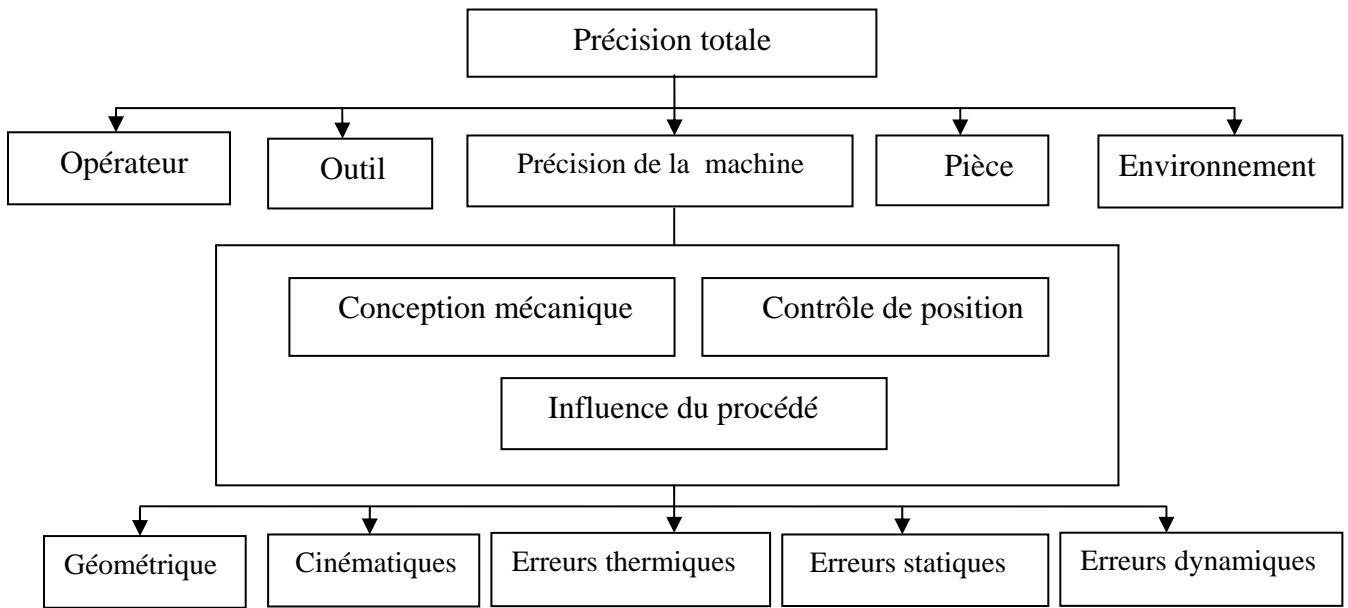


Figure II.3. les facteurs affectant la précision des machines outils [5].

II.3.2. Sources des erreurs :

Les sources d'erreurs durant l'usinage sont regroupées selon trois catégories[5]:

- Les sources d'erreurs dues à la machine.
- Les sources d'erreurs dues au procédé de coupe.
- Les sources d'erreurs dues à l'environnement.

II.3.1-Erreurs quasi-statiques :

Ces erreurs représentent un pourcentage de 70% des erreurs de machine outil et sont définies comme les erreurs sur la position relative entre l'outil et la Pièce à usiner et varient en fonction du temps. Elles dépendent de la structure de La machine et elles comportent principalement les erreurs géométriques, les erreurs Cinématiques et les erreurs sous des contraintes statiques et thermiques [5].

II.3.1.1.Erreurs géométriques :

Les erreurs géométriques sont associées aux composantes structurelles de la machine et affectent directement les déplacements des éléments mobiles par rapport au système de référence. Le déplacement de la table d'une machine-outil par rapport à son bâti selon un axe entraîne des erreurs géométriques selon les

trois axes principaux . La figure.II.4 présente une configuration typique d'une liaison linéaire représentant le déplacement d'un chariot sur des glissières. Dans une telle configuration, il est possible de mettre en relief au moins six termes d'erreurs, dont chaque terme représente un degré de liberté. Trois erreurs sont sous forme de déviations linéaires et trois erreurs sont sous forme de déviations angulaires.

Ces erreurs dépendent de la position de l'élément mobile sur son axe de déplacement principal. La première erreur de translation est obtenue à partir de la différence entre la position réelle de l'élément mobile sur son axe de mouvement et la position mesurée par le capteur de position. Il s'agit de l'erreur de position linéaire. Les deux autres erreurs sont mesurées le long des deux autres axes. Ces erreurs sont appelées "erreurs de rectitude horizontale et verticale". Les erreurs de rotation sont des déviations angulaires du chariot par rapport à la position de référence par des rotations autour des trois axes du système de référence. Elles sont usuellement appelées "lacet, tangage et roulis" [5].

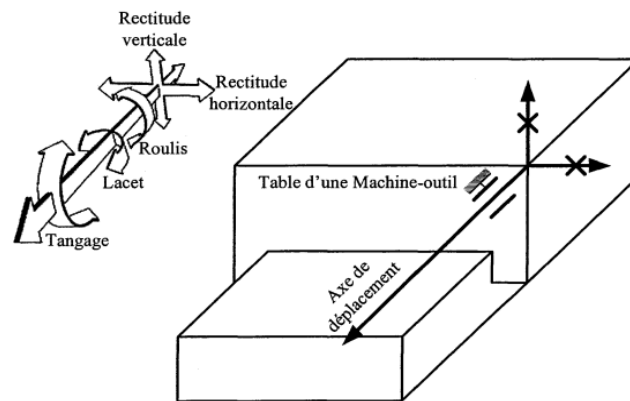


Figure II.4. Liaison linéaire typique d'une machine-outil [5].

II.3.1.2. Erreurs cinématiques :

Les erreurs cinématiques sont des variations de position dans le comportement fonctionnel des éléments d'une machine-outil. Ce type d'erreur est souvent rencontré dans le cas d'applications nécessitant la combinaison d'axes ou de mouvements. Les facteurs qui influencent la précision de la cinématique de la machine dans la pratique sont les suivants :

- La précision de fabrication et de montage des composants de la machine
- Les fléchissements dus au poids du châssis de la machine ou les déformations associées

Pour éviter ces erreurs, une coordination précise entre les mouvements est non pas seulement utile mais obligatoire [5].

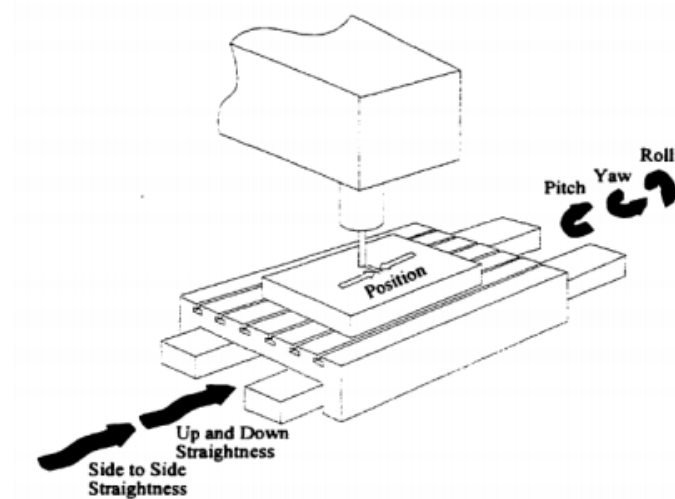


Figure II.5. Exemple d'erreur Cinématique du mouvement de translation [6].

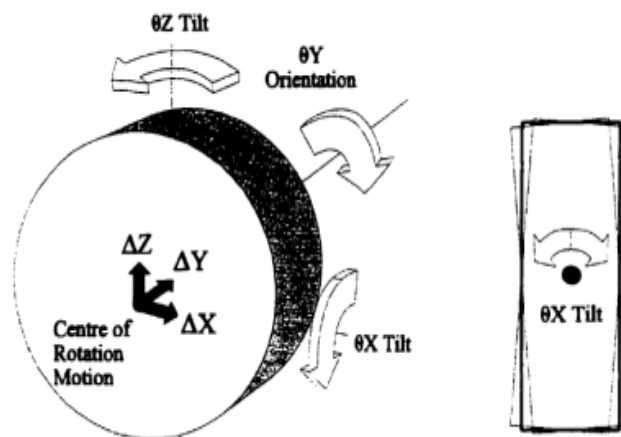


Figure II.6. Exemple d'erreurs cinématiques pour mouvement Rotatif [6]

II.3.1.3 Erreurs thermiques :

La variation de la température des éléments de la machine-outil provoque des déformations qui affectent la précision de positionnement de l'outil par rapport à la pièce. Les erreurs thermiques peuvent être divisées en deux catégories : les erreurs qui varient en fonction de la température mais pas en fonction des coordonnées absolues et les erreurs qui changent aussi avec les coordonnées machine. Les sources de chaleur qui provoquent ces erreurs sont [7]:

a) **Source internes** : les éléments composant la machine-outil ; les moteurs d'axe, les systèmes de transmission de mouvements, la broche, les roulements , ainsi que les glissières et les systèmes hydrauliques et électroniques [7].

b) **Sources externe**: (environnement extérieur régnant dans le lieu où la machine est implantée ; l'humidité, interaction thermique avec le personnel et les machines à proximité, la chaleur ambiante,...etc) [7].

II.3.2. Erreurs statiques :

Le processus de l'enlèvement de la matière par un outil de coupe nécessite des efforts de coupe. Ce procédé provoque des déformations élastiques pour l'ensemble (outil, pièce et machine). La déviation résultante affecte la précision des surfaces usinées où la déviation de chaque élément dépend de sa rigidité. La prédiction avec précision du défaut d'usinage, résultant de ces déformations, est une opération compliquée [7].

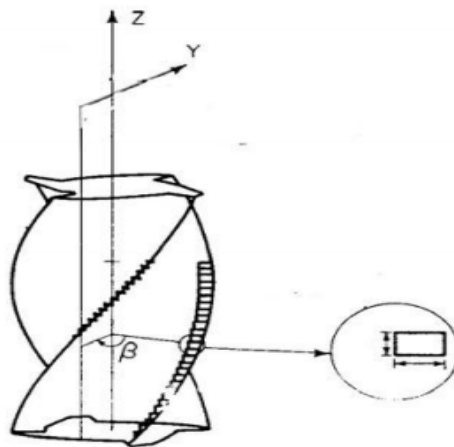


Figure II.7. Discrétisation de l'outil en disques pour calculer l'effort total [7].

II.3.3 Erreurs dynamiques :

Ces erreurs apparaissent lorsque les forces d'usinage ou dues à des accélérations mises en jeu ne permettent plus de considérer seulement le comportement quasi statique de la boucle structurelle. Des phénomènes vibratoires peuvent apparaître au sein même de la structure. La vibration est définie comme « une oscillation physique de la structure d'une machine, découlant souvent de l'action d'une force d'excitation dynamique sur les propriétés physiques de masse, de raideur et d'amortissement de la machine. Ces vibrations peuvent entraîner une déformation de la boucle structurelle de la machine considérée. Les origines des erreurs dynamiques sont les suivantes [7]:

- Les forces et les couples d'avance, mais également les efforts d'usinage.
- Les erreurs de poursuite entre la position nominale et la position effective des axes d'avance ne peuvent pas être complètement compensées par l'asservissement des entraînements.

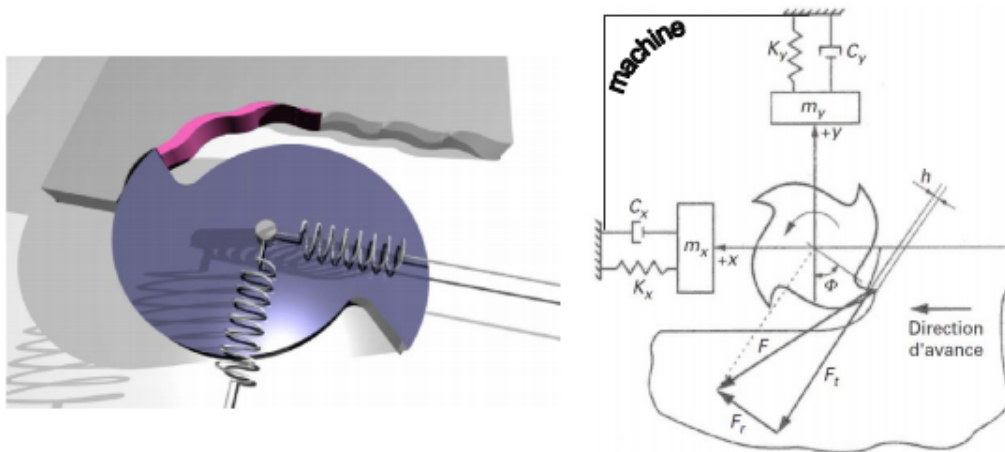


Figure II.8. Modélisation du comportement dynamique de l'outil-pièce [7].

II.3.3.1. Erreurs dynamiques dues à la machine-outil :

Ces erreurs sont causées par les défauts dans les roulements, les déformations causées par la distribution des charges, la variation des contacts entre les différentes composantes ou encore au comportement de la structure en fonction des modes d'excitations [5].

II.3.3.2 Erreurs dynamiques dues au procédé :

L'influence du procédé sur la précision peut être caractérisée par la coexistence des trois phénomènes suivants :

a) Déformations sous l'effet des forces de coupe : Les forces de coupe provoquent des efforts sur l'outil et sur la pièce. Ces sollicitations sont propagées dans les autres composantes de la machine et elles provoquent par conséquent des déformations qui se répercutent sur la qualité dimensionnelle et géométrique de la pièce finie [5].

b) Température générée par la coupe : Cette température provoque des distorsions qui dégradent la précision globale de la machine-outil.

c) vibration : La vibration est produite principalement par le processus de coupe. La variation de la profondeur de passe provoque une variation des efforts de coupe; ce qui génère une excitation de la structure de la machine-outil et de la pièce elle-même.

II.4. Réduction des effets d'erreurs :

Pour réduire les erreurs de machine- outil on utilise deux approches [5] :

- La première approche : par l'évitement d'erreur.
- La deuxième approche : par la compensation d'erreur.

II.4.1. Évitement d'erreur :

Cette approche consiste à éliminer partiellement ou totalement les sources d'erreurs. Elle utilisée dans des machines-outils spécialisées consiste à augmenter la qualité du design ainsi qu'à développer des solutions susceptibles d'isoler les sources d'erreurs et d'atténuer leurs effets .Le coût associé à cette solution ainsi que les limitations technologiques sont deux éléments majeures qui limitent La mise en place de cette stratégie [5].

II.4.2. Compensation d'erreurs :

La compensation est la procédure d'élimination de l'effet de l'erreur systématique dont le but est d'éliminer le défaut résultant sur pièce usinée. Elle existe deux techniques de compensation, qui sont :

II.4.2.1. Compensation active :

Il existe deux catégories d'approches de compensation active. La première consiste à effectuer des mesures hors ligne et à adapter les résultats sous forme d'un modèle mathématique capable de corriger les erreurs pendant que la machine-outil est en opération. Cette méthode Consiste à injecter les signaux directement au servomoteur de la machine-outil sous forme d'un signal analogique. Cette méthode est difficile à implanter vu les problèmes technologiques reliés à cette approche. La deuxième Catégorie consiste à mesurer les erreurs en ligne et à injecter la correction en temps réel. Consiste à injecter le signal de compensation dans le contrôleur de la machine .Cette méthode ne demande pas une interface additionnelle pour sa mise au point et n'exige aucune modification de la partie électronique du contrôleur [5].

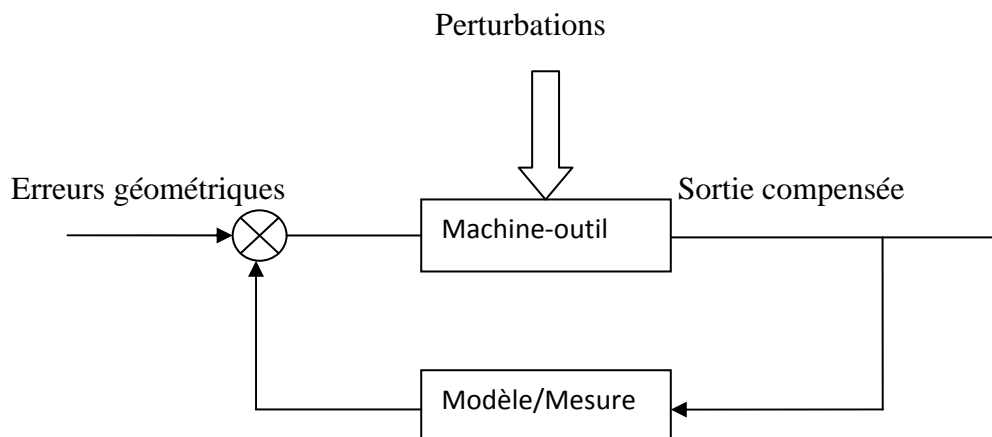


Figure II.9 . Concept de la compensation active des erreurs [5].

II.4.2.2. Compensation par étalonnage :

La compensation d'erreurs par étalonnage c'est une méthode d'annulation d'erreurs systématiques dans une machine-outil ou des sources qui les provoquent. Elle Peut se faire au niveau matériel en optimisant le montage et en rendant les différents éléments plus compacts afin de réduire les erreurs systématiques qui peuvent influencer les mesures .Elle peut également se faire au niveau logiciel en établissant un modèle mathématique résumant le comportement des erreurs et en appliquant, par la suite, une correction à l'aide d'un contrôleur avec rétroaction [5].

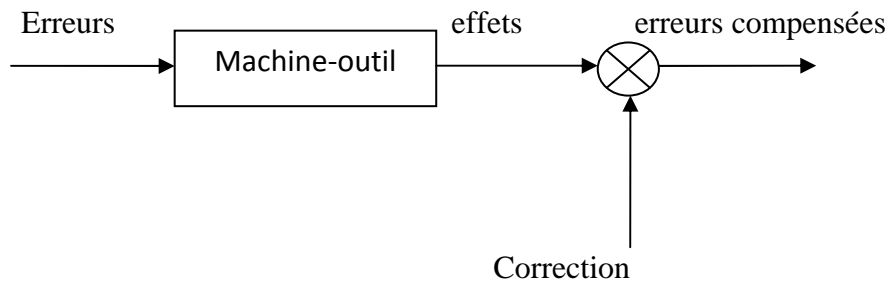


Figure II.10. Technique de compensation par étalonnage [5].

- a) **Pré-étalonnage** : Cette méthode ne donne qu'une approximation de l'erreur totale. En effet, en l'absence d'instruments de mesure capables d'évaluer directement les effets des sources de variations; cette méthode se trouve sévèrement limitée aux erreurs de justesse car elle ne tient pas compte des erreurs à caractère dynamique telles que les déformations sous les effets mécaniques, thermiques et dynamiques [5].
- b) **Post-étalonnage** : Dans cette technique d'amélioration de la précision des pièces en utilisant le résultat de la mesure de la pièce afin de compenser les erreurs répétitives dans la trajectoire d'outil. Elle est appliquée à des machines-outils à commande numérique et utilise dans le cas des pièces qui présentent des spécifications dimensionnelles et géométriques supérieures à la précision totale de la machine ou les cas où le nombre de série de pièces à usiner justifie l'effort nécessaire d'augmenter la précision. Cette technique permet de produire des pièces avec une haute précision, de compenser les erreurs répétitives ainsi que d'intégrer les effets de toutes les erreurs répétitives avec une simple inspection de la pièce finie [5].
- c) **Étalonnage intermittent en cours du processus** : Le principe de cette technique consiste à remplacer, après l'usinage, l'outil par un palpeur électronique pour la mesure tridimensionnelle de la pièce finie sans aucun démontage. Au moyen d'une connexion entre le signal du palpeur et la boucle de commande de la MOCN, celle-ci joue le rôle d'une machine à mesurer tridimensionnelles découlant de ces mesures sont alors stockées dans la mémoire de l'unité de commande sous forme de matrice d'erreurs pour la compensation [5].

II.4.2.3 Les limites des techniques de compensation :

Les techniques de compensation par étalonnage, bien qu'elles rendent possible la correction d'une proportion importante de l'erreur systématique, ne permettent pas de réduire complètement toutes les composantes de l'erreur. Elles sont limitées par plusieurs contraintes : (i) la mesure des erreurs géométriques en différé sur une machine-outil multiaxiale demande un temps de laboratoire assez important, car les moyens de mesure ne permettent d'évaluer qu'une seule composante de l'erreur à la fois. De plus, pour étudier la variation de cette erreur dans des conditions opératoires et environnementales différentes, il est nécessaire de créer un plan d'expérience et pouvoir contrôler et maintenir ces conditions stables tout au long de la durée des mesures. (ii) l'évaluation de la totalité des facteurs opératoires ayant des effets sur la précision de la machine-outil est difficile à mettre en œuvre. La budgétisation de toutes les sources d'erreur ne peut être exhaustive vu la difficulté de couvrir toutes les causes qui les provoquent. De plus, l'évaluation de ces facteurs demande la mobilisation des outils technologiques extrêmement rapides dans le temps et ayant une bonne précision afin de couvrir l'ensemble des facteurs opératoires ayant des effets sur la précision de la machine. (iii) lors du procédé de coupe, les effets dynamiques ne se sont pas pris en compte dans la modélisation, puisque les mesures sont effectuées dans des conditions opératoires statiques (mesure hors ligne). La modélisation du comportement des erreurs géométriques dans des conditions dynamiques est complexe à mettre en place vu la multitude des sources pouvant avoir un effet sur ces erreurs et la complexité de la configuration des différents éléments composant une machine-outil ainsi que la prédiction complète de la réponse des machines-outils dans un contexte dynamique [6].

Enfin, (iv) l'utilisation de l'approche élémentaire de mesure des composantes d'erreur ne permet pas de considérer les mécanismes d'interaction entre les différentes erreurs. Ceci modifie complètement la dynamique de l'analyse du comportement des erreurs. De plus, plusieurs machines-outils doivent être étalonnées, d'une façon périodique, pour pallier à la dégradation de leur structure sous l'effet des conditions statiques et dynamiques ainsi que l'usure des éléments mobiles [6].

Chapitre III : Rôle de la structure de machine outil à la limitation des déformations

III.1. Introduction :

La structure d'une machine-outil a deux fonctions principales, celle de maintenir les composants et les périphériques impliqués dans la machine et de supporter les forces produites par le processus et les mouvements de la machine. Dans cette perspective, le défi de base pour les constructeurs de machines-outils est de concevoir des structures de machines-outils capables de supporter avec un minimum de déflexions les effets des forces prévues et des foyers de chauffage tout en consommant le moins possible de matériaux et de ressources énergétiques.

III.2. Les différentes sources de déformations de machine outil :

III.2.1. Déformations causées par les forces de poids :

Pendant le mouvement des parties individuelles de la structure, la distribution de leurs poids et du poids de la pièce varie. Par conséquent, les déformations du cadre varient. Le critère est que les écarts ne perturbent pas la précision géométrique prescrite de la machine-outil.

III.2.2. Déformations causées par des forces de coupe :

Pendant l'opération, la force de coupe varie et son point d'application se déplace. En conséquence, les déformations du cadre vont varier provoquant des écarts de forme des surfaces usinées. Cet effet peut être limité en diminuant les conditions de coupe et par conséquent la sortie de l'opération. La force de coupe dépend du matériau de la pièce à usiner; paramètres d'usinage, usure de l'outil de coupe etc. Pour un concepteur, une connaissance de la nature et de la direction de la force et du point où elle agit sur la structure est souvent plus importante qu'une connaissance très précise de son ampleur.

III.2.3. Déformations thermiques :

La déformation thermique d'une machine-outil est provoquée par les sources de chaleur internes telles que les supports, les moteurs, etc., et

les sources de chaleur externes, telles que la variation de la température ambiante et ainsi de suite. En d'autres termes, la déformation est provoquée par le chauffage et le refroidissement (ou le chauffage négatif) de la structure de la machine-outil, c'est-à-dire par une source de chaleur interne et externe, respectivement.

III.2.4. Vibrations forcées :

Dans la machine-outil, des forces périodiques perturbatrices se produisent. Ils sont causés principalement par le déséquilibre des pièces en rotation et par des erreurs de précision dans certains éléments d'entraînement. Ils excitent les vibrations forcées, ce qui entraîne l'ondulation des surfaces usinées. Le critère est de limiter les vibrations forcées pour atteindre la qualité de surface requise.

III.2.5. Vibrations auto-excitées :

Dans certaines conditions, généralement liées à l'augmentation de la vitesse d'usinage, des vibrations auto-excitées se produisent et celles-ci sont excitées par le processus de coupe. Ils provoquent une ondulation inacceptable de la surface usinée et mettent en danger la solidité et la durée de vie des parties de la machine et des outils. Le critère est que dans la gamme requise d'opérations et de conditions de coupe, des vibrations auto-excitées ne doivent pas se produire et le processus de coupe doit être stable.

III.3. Rôle de matériau à la limitation des déformations :

III.3.1. Propriétés et caractéristiques des Matériaux de la structure :

Lors de la conception de composants structurels pour réaliser des machines éco-efficaces, précises et productives, les matériaux à utiliser jouent un rôle clé dans les propriétés finales des composants et des machines dans lesquelles ils sont assemblés. Les matériaux structuraux ont une influence déterminante sur les masses mobiles, les moments d'inertie, la rigidité statique et dynamique et les propriétés modales et thermiques de la machine. Dans le secteur des machines-outils, les matériaux les plus couramment utilisés sont l'acier et la fonte, qui offrent tous deux un excellent rapport rigidité / masse ainsi qu'un bon rapport qualité / prix. Néanmoins, il

existe des matériaux dont les propriétés peuvent mieux s'adapter aux besoins spécifiques d'une machine à béton, comme cela est expliqué au cours de la section suivante.

III.3.1.1. Les propriétés des matériaux affectant le comportement de la machine outil : Lors de la sélection du type de matériau, il est toujours nécessaire d'évaluer en particulier les propriétés physiques essentielles du matériau particulier qui influent directement sur les propriétés techniques et de fonctionnement spécifiques de la machine. Le matériau doit avoir ces propriétés importantes :

- Rigidité et résistance élevées (sécurité contre les déformations permanentes et les cassures).
- faible poids (propriétés statiques et dynamiques).
- amortissement élevé des vibrations (propriétés dynamiques).
- faible stress interne (précision à long terme).
- faible dilatabilité thermique (stabilité thermique).

III.3.1.2. Caractéristiques des matériaux affectant le comportement de la machine outil : En ce qui concerne les propriétés du matériau, les caractéristiques les plus importantes sont indiquées, ainsi que l'influence sur le comportement de la machine [8]:

a) Module d'Young E : Les valeurs élevées de E ont une influence positive sur la rigidité statique et dynamique de la machine. Donc les valeurs élevées de E a un rôle dans la réduction des erreurs dynamiques et statiques.

b) Le coefficient de Poisson ν et le module de cisaillement G : Les valeurs élevées pour les deux sont une influence positive sur la rigidité en torsion de la machine.

c) Densité ρ : Les faibles valeurs de densité dans les structures mobiles ont une influence positive sur les propriétés dynamiques de la machine ainsi que sur la bande passante des boucles de contrôle, et en même temps une densité élevée a une influence positive sur les éléments statiques de la structure, c'est-à-dire les cadres de base et les lits.

d) Coefficient de dilatation thermique α : Les valeurs élevées de α ont une influence très négative sur la précision géométrique de la machine, de sorte que la valeur la plus basse possible est souhaitée dans tous les cas.

e) Capacité calorifique spécifique c : la valeur faible ou élevée de c n'est ni positive ni négative en soi. En effet, les valeurs élevées de c rendent les machines thermiquement stables aux variations de la température ambiante. En même temps, les valeurs élevées de c signifient que les machines mettent longtemps à atteindre un état stable après leur allumage, de sorte qu'un compromis est nécessaire entre ces deux effets opposés. À cet égard, les utilisateurs de machines préfèrent généralement des machines thermiquement robustes face à des conditions environnementales changeantes, mais pour obtenir des conditions stables, une période plus longue sera nécessaire. Dans de tels cas, une valeur élevée de c est souhaitée.

f) Conductivité thermique k : Similaire au cas précédent, la valeur basse ou haute de k n'est ni positif ni négatif en soi. En effet, les valeurs élevées de k font que les températures des machines deviennent rapidement homogènes dans toute la machine, évitant ainsi des allongements partiels et asymétriques dans la machine. Au même temps, les valeurs élevées de k font chauffer les machines en présence de sources de chaleur non désirées telles que des moteurs, des paliers, etc. Les utilisateurs de machines préfèrent généralement des machines thermiquement robustes bien que cela conduise à des concentrations de chaleur dans la machine, de sorte que dans ce cas, une valeur faible de k sera souhaitée. Une possibilité de trouver un compromis entre ces deux effets opposés est d'avoir des matériaux à faible conductivité thermique k et en parallèle pour isoler les sources de chaleur ou pour évacuer la chaleur au moyen de systèmes de refroidissement.

g) Amortissement matériel et structurel: Les valeurs élevées d'amortissement ont une influence positive sur les propriétés dynamiques de la machine ainsi que sur la productivité, car des valeurs élevées d'amortissement impliquent que les lobes de stabilité augmentent pour une vitesse de coupe donnée.

Ces propriétés sont analysées pour plusieurs matériaux et classées en deux groupes, les matériaux structurels couramment utilisés et les matériaux innovants.

III.3.2. Matériaux pour les composants structurels :

III.3.2.1 Matériaux conventionnels : Les matériaux les plus typiques pour les composants structurels des machines-outils sont, sans aucun doute, l'acier et surtout la fonte. L'acier est couramment utilisé dans les structures soudées, tandis que pour la fonte, les solutions les plus courantes sont les moules de sable obtenus à partir de la fonte grise et de la fonte à graphite sphéroïdal (fonte ductile) [8]. Certaines pièces telles que les boîtiers de la poupée sont en acier moulé.

Les principaux avantages de ces matériaux conventionnels sont leur faible coût par rapport à d'autres matériaux et leur très bonne usinabilité, avec possibilité de Machine dimensions très précises et tolérances géométriques. De plus, l'acier excelle en termes de sa valeur élevée du module d'élasticité et de son excellent rapport masse-rigidité, et la fonte a un taux d'amortissement du matériau plus que acceptable, en particulier par rapport à l'acier.

Les inconvénients principaux sont leurs coefficients de dilatation thermique relativement élevés et, dans le cas de l'acier, son très faible taux d'amortissement. Le tableau III.1 présente les principales propriétés de ces matériaux conventionnels à base d'alliages Fe-C[8]

M2	Acier	Fonte grise	Fonte ductile
Module de Young	$2,1 \cdot 10^5$ MPa	$0,8-1,48 \cdot 10^5$ MPa	$1.6-1,8 \cdot 10^5$ MPa
Densité	$7.850 \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-3}$	$7,100-7,400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$	$7,100-7,400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Rapport d'amortissement	0.0001	0.001	0.0002-0.0003
Thermique.exp .coeff.	$11 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$	$11-12 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$	$11-12 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$

Tableau : III.1. Propriétés des matériaux à base de Fe-C [8].

III.3.2.2. Matériaux innovants : Dans le secteur des machines-outils, les matériaux autres que l'acier et la fonte ne sont pas conventionnels pour les composants structurels, avec probablement quelques exceptions spécifiques telles que l'aluminium, le granit et le béton polymère.

a) Béton polymère : Le béton polymère est une combinaison de charges minérales calibrées en fonction de leur répartition granulométrique (farine, sable et grains différents). La combinaison est liée ensemble en utilisant un système de résine. Les pièces moulées en polymère sont appropriées pour des machines précises en raison de leur diffusivité thermique extrêmement faible, ce qui rend ce matériau très stable et robuste du point de vue thermique. En outre, son amortissement structurel est similaire à celui de la fonte, bien que la société Schneeberger® affirme que sa fonte minérale atteint jusqu'à 10 fois mieux les valeurs d'amortissement des vibrations que l'acier ou la fonte. De plus, les éléments en fonte minérale sont résistants aux huiles, liquides de refroidissement et autres liquides agressifs. Ce matériau comprend différents types de composés et dans un proche avenir d'autres seront développés, ce qui augmentera son application pour les machines-outils [8].

b) Granit : Comme dans le cas précédent, le granit est approprié pour les machines très précises telles que les fraiseuses de haute précision et les machines à mesurer, grâce à l'excellente stabilité dans le temps de ses propriétés et à son bon amortissement (tableau III.2).

	béton polymère	granit.
Module de Young	0.4–0.5·10 ⁵ MPa	0.47·10 ⁵ MPa
Densité	2,300–2,600 kg·m ⁻³	2,850 kg·m ⁻³
Rapport d'amortissement	2,300–2,600 kg·m ⁻³	D = 0.03
Thermique.exp .coeff.	11.5–14·10 ⁻⁶ K ⁻⁶	8·10 ⁻⁶ K ⁻⁶

Tableau III.2. Propriétés du béton polymère et du granit [8].

c) Composites renforcés de fibres : Les composites renforcés de fibres ont des valeurs très élevées d'un module d'élasticité spécifique et d'une résistance spécifique. Néanmoins, une utilisation plus large des composites dans les machines-outils est compliquée en raison de certains facteurs limitant remarquables tels que leur prix élevé, leur assemblage compliqué et leur recyclage compliqué. En effet, la communauté technique n'est pas familière avec les machines-outils commerciales courantes avec des composites renforcés de fibres de carbone appliqués (CFC), et en

fait seuls quelques prototypes de recherche expérimentale ont été conçus. Leurs propriétés mécaniques dans la direction des fibres sont rassemblées dans le tableau III.3

	Module moyen	Haut module	Module ultra-élevé
Module de Young	1–1.8·10 ⁵ MPa	1.7–2·10 ⁵ MPa	2–3.7·10 ⁵ MPa
Densité	1,550–1,600 kg·m ⁻³	1,550–1,600 kg·m ⁻³	1,550–1,600 kg·m ⁻³
Rapport d'amortissement	0.001–0.05	0.001–0.05	0.001–0.05
Thermique.exp .coeff.	12·10 ⁻⁶ K ⁻¹	12·10 ⁻⁶ K ⁻¹	12·10 ⁻⁶ K ⁻¹

Tableau III.3 Propriétés des plaques CFC [8].

III.3.3. Cahier des charges matériau des organes les plus intéressants :

En analysant le cahier des charges fonctionnelles, il est possible d'obtenir le cahier des charges matériau puisque chaque fonction ou contrainte de la structure doit pouvoir être traduite en une exigence au niveau du matériau. L'étude, consistant à intégrer les fonctions de la pièce dans le matériau, le cahier des charges du matériau, est obligatoirement déduite du cahier de charges fonctionnel de la machine [9].

III.3.3.1. Bâti de machine : Le bâti de la machine doit être exécuté sous la forme d'une construction présentant une grande stabilité dimensionnelle et peu de vibrations.

a) Raideur statique : La raideur d'une structure dépend du module d'élasticité du matériau et de sa géométrie. Dans le cas du bâti, le prix et la raideur sont prioritaires (ce qui n'est pas le cas de la masse). En utilisant les indices de performance , en considérant la structure comme une plaque, pour minimiser le prix pour une raideur donnée et avec l'épaisseur libre on doit chercher les matériaux avec le plus grand ratio $E^{1/3} / (c_m \cdot \rho)$. E étant le module d'élasticité, c_m le coût du matériau par kg et ρ la masse volumique [9].

avec E (GPa), ρ (Mg/m³) et c_m (Euro/kg)

b) Raideur dynamique : La raideur dynamique est définie entre autres, par les fréquences propres de la machine, qui doivent être les plus grand possibles et par l'amplitude de la réponse, qui doit être la plus faible possible.

Les modifications de masse et de raideur de la structure modifient les fréquences propres, or, une petite variation de ces fréquences propres n'est pas critique pour le problème de chatter. D'autre part, les fréquences propres de la machine ne sont pas très influencées par la variation de la fréquence propre d'une pièce structurale, car ce sont les liaisons entre les éléments, les raideurs des systèmes de guidage, etc., qui ont une grande influence. L'amortissement a une importance décisive [9].

Si l'on considère le cas d'une plaque, la première fréquence propre est proportionnelle à :

$$[E^{1/3}/\rho]$$

L'amplitude des vibrations, pour la plaque traitée serait proportionnelle à :

$$[\eta. E^{1/3}/\rho]$$

Avec η = facteur de pertes.

Le facteur de pertes dépend non seulement du matériau mais aussi de la géométrie, du niveau et du type de sollicitation.

c) Stabilité thermique : Dans les machines-outils, les sources locales de chaleur provoquent des déformations de la machine. L'utilisation de matériaux avec une conductivité thermique faible, permettra de localiser l'effet de ces sources de chaleur seulement dans les zones proches de celles-ci, sans se propager au reste de la machine. Les structures des machines ont un grand volume, ce qui fait qu'un gradient de température très local ne provoque pas de déformations d'ensemble. Cette propriété, qui pourrait être mauvaise du point de vue de la génération de contraintes thermiques, ne l'est pas, puis que le niveau des contraintes reste toujours très faible.

La chaleur massique (c) est une autre caractéristique importante. En effet, une valeur élevée de c permet d'absorber sans déformation une plus grande quantité de chaleur. Cette caractéristique est très importante devant les sources de chaleur externes (par exemple les rayons de soleil). Dans ce cas, pour une même quantité de

chaleur reçue, les pièces avec une plus grande chaleur massique vont moins se déformer. Pour un volume de matériau donné on aurait [9]:

$$\text{Chaleur volumique} = \rho \cdot c$$

d) Résistance statique et à la fatigue : Les structures des machines-outils sont conçues pour obtenir une grande raideur. Ainsi les niveaux de contraintes rencontrées dans ce type de structures sont toujours très faibles (<1 MPa).

Par rapport à la résistance à fatigue, les structures de machines-outils sont souvent soumises à des sollicitations statiques beaucoup plus importantes que les sollicitations dynamiques.

e) Résistance à l'environnement : Du fait des conditions de travail, les composants structuraux des machines outils sont soumis à l'érosion des copeaux, le contact avec les fluides de réfrigération et des températures de travail donc ils doivent présenter une résistance suffisante par rapport a l'environnement [9].

f) Propriétés de fabrication : Pour arriver aux tolérances requises par les machines-outils et pour permettre l'assemblage de composants, le matériau doit pouvoir être usiné ou aux moins doit pouvoir être moulé avec précision. L'autre facteur important à prendre en compte est le délai de fabrication, qui doit être le plus faible possible [9].

g) Contraintes environnementales : D'autre part, le matériau doit être recyclable ou re-utilisable. Le coût énergétique de fabrication et de recyclage doit être le plus faible possible [9].

III.3.3.2. Chariots :

Dans le cas des chariots on doit ajouter au cahier de charges matériau décrit pour le bâti, la fonction d'avoir une faible inertie. En effet, les chariots sont des structures mobiles et on doit réduire leur masse au maximum. Si l'on modélise le chariot comme une plaque, la masse minimale pour une raideur fixée, la variable libre étant l'épaisseur sera proportionnelle à [9]:

$$E^{1/3} / \rho$$

III.4. Rôle du design à la limitation des déformations :

Dans des conditions générales de chargement composé, la plupart des structures d'outils de machines sont analysées comme des éléments sujets à la flexion dans deux plans perpendiculaires et à la torsion. Il a été souligné plus haut que l'exigence de conception de base des machines-outils est leur rigidité. La stratégie de conception commune pour les structures de machines-outils peut donc se résumer comme suit:

1. Conception pour la rigidité à la flexion.
2. Concevoir pour la rigidité en torsion.
3. Vérification des dimensions pour une résistance suffisante due à la flexion et à la torsion.

La conception d'un élément structurel est déterminée par son utilisation. Il y a trois cas principaux[10]:

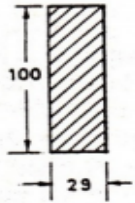
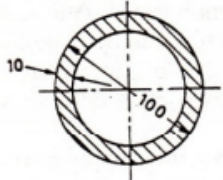
1. L'élément structurel doit être conçu en fonction de la rigidité pour laquelle la forme est le critère. Du point de vue de la force, le membre peut alors être surdimensionné. Plusieurs éléments des machines-outils entrent dans ce groupe, à savoir le lit, la colonne, etc. pour les pièces qui sont conçues sur la base de la rigidité, le comportement dynamique est particulièrement important, à savoir le broutage des machines-outils.
2. L'élément structurel doit être conçu en fonction de la résistance. Les déformations doivent rester dans les limites admissibles.
3. L'élément structurel doit être conçu en tenant compte à la fois de la rigidité et de la résistance.

III.4.1. Profils de structures de machines-outils :

Pendant le fonctionnement de la machine-outil, la majorité de ses structures sont soumises à une charge de composé et leur déformation résultante consiste en torsion, flexion et traction ou compression. Sous une contrainte de traction ou de compression simple, la résistance et la rigidité d'un élément dépendent uniquement de

l'aire de la section transversale. Il est connu de la mécanique classique des corps élastiques que dans le cas de la flexion et de la torsion, il est possible de diminuer l'exigence de matériau par un choix approprié de la forme de la section, en augmentant le second moment de surface à la section transversale c'est-à-dire à poids constant de l'élément. Une autre caractéristique typique des machines-outils est la faible valeur du rapport longueur / largeur de leurs pièces. La forme et la force sont interdépendantes et lorsque ce fait n'est pas pris en compte, il y a souvent des dommages [10].

Cependant, la déformation et les contraintes dans les éléments soumis à la torsion et à la flexion dépendent en outre de la forme de la section transversale. Un certain volume de métal peut être réparti de différentes manières pour donner différentes valeurs d'inertie et de module de section. La forme qui fournit le moment d'inertie maximum et le module de section sera considérée comme meilleure car elle assurera des valeurs minimum de contraintes et de déformation. La raideur de quatre sections différentes de structures couramment utilisées est comparée à la surface égale en C / s du tableau .III.4.[10].

Section	Surface mm ²	Poids Kg/m	valeur relative d'admissible			
			moment de flexion kgf.cm		Couple Kgf.cm	
			stress	déflexion	stress	Torsion d'angle
	29.0	22	1	1	1	1
	28.3	22	1.12	1.15	43	8.8

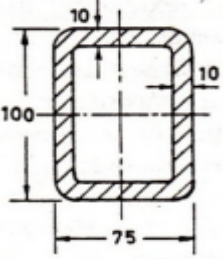
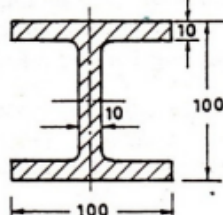
	29.5	22	1.4	1.6	38.5	31.4
	29.5	22	1.8	1.8	4.5	1.9

Tableau III.4. Comparaison de la rigidité des différentes sections ayant la même aire c/s [10].

Il ressort clairement du tableau III.4 que la section en forme de boîte présente la plus grande rigidité en torsion et que l'évaluation globale semble la mieux adaptée à la fois en termes de résistance et de rigidité. L'avantage supplémentaire qui va en sa faveur est la facilité d'accouplement approprié avec d'autres surfaces. Ainsi, dans le cas de la flexion et notamment de la torsion, l'optimum du point de vue de la rigidité est celui d'une section de boîte fermée dont la rigidité en flexion est aussi avantageuse que celle de la section en I et sa rigidité en torsion s'approche celle d'une section circulaire. Toutes les considérations combinées pointent vers la supériorité écrasante du profil de type boîte sur les autres pour la structure de la machine-outil.

Dans la plupart des cas, le lit de la machine-outil et d'autres structures ne peuvent pas avoir la forme d'un profil de boîte fermée. Il doit y avoir des ouvertures pour les roulements, des ouvertures pour l'écoulement libre des copeaux et d'autres buts. Ainsi, les profils réels des structures de machines-outils diffèrent d'un profil de boîte fermée. Les ouvertures et ouvertures dans la structure ont un effet néfaste sur sa résistance et sa rigidité [10].

III.4.2. Facteurs affectant la rigidité de la structure de la machine-outil et méthodes pour l'améliorer : Afin de supporter la pièce et de la positionner correctement par rapport à l'outil sous l'influence des forces de coupe, il est nécessaire que la structure ait des valeurs de rigidité statique et dynamique élevées. La

rigidité de la structure est liée à sa forme de section transversale, les coupes et les ouvertures dans les murs des structures couvrent les plaques, la disposition des nervures intérieurement aussi bien qu'extérieurement etc [10].

III.4.2.1. Effet de l'ouverture sur la rigidité en torsion:

Dans la plupart des cas, les structures de machines-outils ne peuvent pas être réalisées avec un profil de type boîte fermée complète. Il doit y avoir des ouvertures pour l'écoulement libre des copeaux et d'autres buts. Ainsi, le profil de la machine-outil est très différent du profil de boîte fermée. Les ouvertures dans la structure ont un effet néfaste sur sa résistance et sa rigidité. L'effet de l'ouverture sur la rigidité en torsion d'une structure de type boîte est illustré à la Fig.III.1[10].

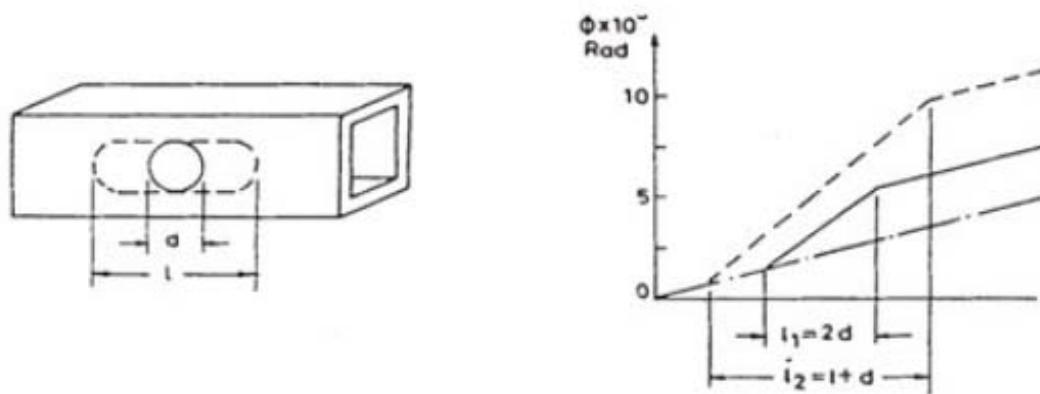


Fig.III.1. Variation de l'angle de torsion en fonction de la forme et de la taille de l'ouverture [10].

On peut voir qu'un trou circulaire de diamètre d affecte une longueur d'approximativement deux fois le diamètre, c'est-à-dire la longueur affectée, $l_1 = 2d$. Une ouverture allongée affecte encore plus la rigidité. La réduction de la rigidité statique et dynamique d'une structure peut être partiellement compensée en utilisant des plaques de recouvrement appropriées. Les résultats utilisant des plaques de recouvrement sont comparés dans le tableau III.5

Il ressort du tableau III.5 que la réduction de la rigidité à la flexion due aux ouvertures peut être compensée dans une large mesure en utilisant des plaques de

recouvrement appropriées. Cependant, l'effet sur la rigidité en torsion est important et les plaques de recouvrement ne contribuent pas beaucoup à l'améliorer. Pour les ouvertures placées symétriquement, les effets peuvent être pris en compte en multipliant la rigidité en torsion par un coefficient de réduction [10].

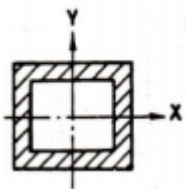
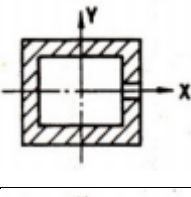
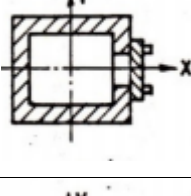
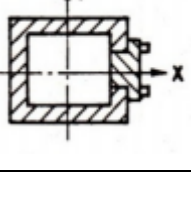
	Raideur relative à propos de			fréquence naturelle relative de vibration			amortissement relatif de la vibration		
	x-x	y-y	z-z	x-x	y-y	z-z	x-x	y-y	z-z
	100	100	100	100	100	100	100	100	100
	85	85	28	90	87	68	75	89	95
	89	89	35	95	91	90	112	95	165
	91	91	41	97	92	92	112	95	185

Tableau III.5. Effet de l'ouverture et de la plaque de couverture sur la rigidité de structures de type boîte [10].

III.4.2.2. Effet des raidisseurs (nervures) sur la rigidité de la structure :

Dans une machine-outil, une cadence de production plus élevée ainsi qu'une bonne précision d'usinage et une bonne finition de surface peuvent être obtenues en visant une conception structurelle qui assure un grand rapport rigidité / poids. En conséquence, des structures légères possédant une grande rigidité peuvent être

conçues en utilisant des sections de caisses de grandes dimensions hors tout et des parois très minces. Seule limitation étant la capacité de charge en tenant compte du risque accru de gauchissement et de flambage. Ce problème a toutefois été atténué dans une large mesure par l'utilisation de conceptions de nervures appropriées.

La rigidité des structures peut être améliorée en utilisant des nervures et des raidisseurs. Cependant, il convient de noter que l'effet des nervures et des raidisseurs dépend dans une large mesure de la manière dont ils sont disposés. Parfois, une augmentation de la rigidité due aux cloisons est négligeable et ne compense pas la consommation supplémentaire de matériaux et de main-d'œuvre requise pour la fabrication. Le rapport rigidité / poids est un facteur important pour décider des arrangements de nervures [10].

III.4.2.3. Effet de la plaque d'extrémité sur la rigidité de la structure :

La disposition d'une plaque de recouvrement d'extrémité réduit considérablement, les fléchissements dans les directions y et z d'une colonne à paroi mince en torsion Fig.III.2 tandis qu'en cas de flexion aucune amélioration significative n'est observée.

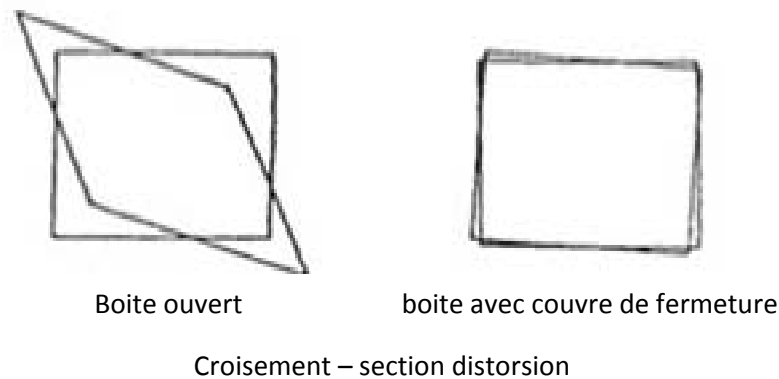


Figure.III.2. Comparaison de la déformation de la section transversale avec et sans plaque de recouvrement [10].

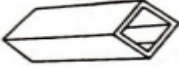

L'épaisseur de la plaque d'extrémité est variée et le comportement de la structure est observé et, après analyse, l'épaisseur optimale de la plaque d'extrémité doit être prise. Le tableau III.6 montre le comportement de la colonne avec l'épaisseur variable de la plaque de recouvrement. On peut observer que l'épaisseur de la plaque

d'extrémité égale à l'épaisseur de la paroi donne un résultat raisonnablement bon par rapport aux plaques de recouvrement plus épaisses [10].

Cas	Déformation calculée (moyenne) au point de charge, μm			
	torsion		Flexion	
	Y-comp	X-comp	Y-comp	X-comp
Pas de couverture	101.74	122.17	0.177	57.11
Avec couverture				
épaisseur $t/2$	6.08	14.35	0.116	57.12
ep t	6.38	13.78	0.115	57.12
1.5 t	6.82	13.60	0.115	75.10
2.0 t	6.92	13.50	0.116	57.05
2.5 t	6.97	13.45	0.116	57.02
3.0 t	7.01	13.41	0.117	56.93
3.5 t	7.04	13.38	0.117	56.87
4.0 t	7.06	13.38	0.117	57.80

Tableau III.6. Effet de l'épaisseur de la couverture d'extrémité sur la rigidité en torsion et en flexion [10].

III.4.2.4. Effet de l'arrangement des nervures dans la structure de la boîte fermée : Aux fins de la comparaison directe, l'arrangement différent de nervure dans le cas de la structure de boîte fermée est montré dans le Tableau III.7. Il ressort du tableau III.7. que seuls les raidisseurs utilisés comme indiqué dans les dispositions 5 et 6 apportent une amélioration significative de la rigidité à la flexion et à la torsion des structures en caisson [10]. Mais la disposition la plus efficace des nervures est celle des «nervures en forme de diamant».

Arrangement de raidisseur	raideur relative sous		poids relatif	raideur relative par unité de poids sous	
	Flexion	torsion		flexion	torsion
	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
	1.10	1.63	1.10	1.0	1.48


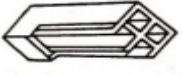

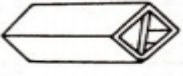
	1.08	2.04	1.14	0.95	1.79
	1.17	2.16	1.38	0.85	1.56
	1.78	3.69	1.49	1.20	3.07
	1.55	2.94	1.26	1.23	2.39

Tableau. III.7 Effet du raidisseur sur la rigidité à la flexion et à la torsion des structures de type boîte [10].

III.4.2.5. Effet des raidisseurs verticaux :

La figure III.3. montre les colonnes ayant des raidisseurs verticaux internes et externes, qui ont été analysées. Chaque côté de la section transversale du raidisseur est maintenu égal à l'épaisseur de la paroi de la colonne. Dans les deux cas, les raidisseurs verticaux internes et externes, la profondeur des raidisseurs, notés «a», sont variés afin d'analyser l'effet sur les performances.

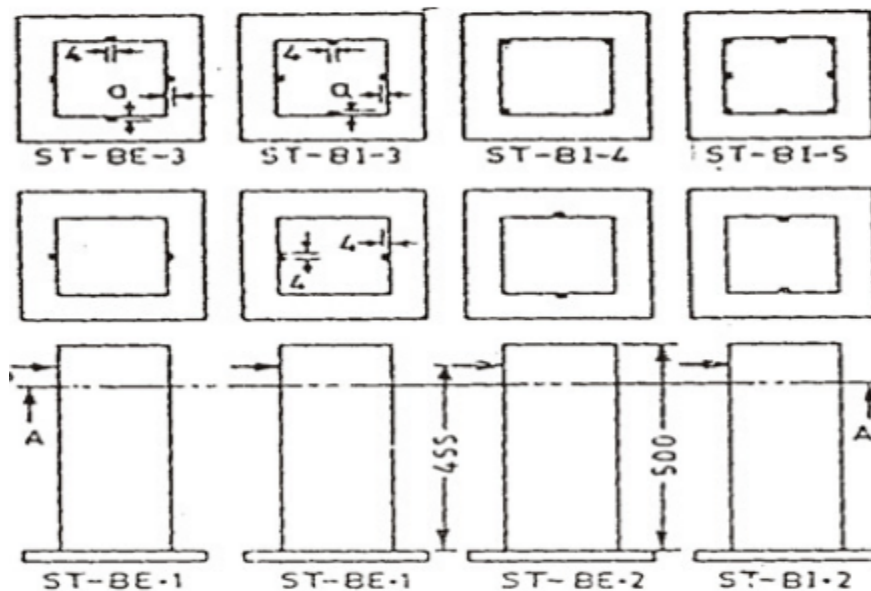


Fig.III.3. Colonnes avec raidisseurs verticaux internes et externes [10].

On peut observer à partir du tableau III.8. que pour des arrangements similaires, les raidisseurs verticaux externes sont plus efficaces pour les efforts de flexion tandis que les raidisseurs verticaux internes sont plus efficaces dans les charges de torsion bien que la différence soit très faible [10].

structure	a _{mm}	Pourcentage de poids	Flexion		torsion	
			Pourcentage de rigidité	Rapport Rigidité/poids	Pourcentage de rigidité	Rapport Rigidité/poids
ST-BI.1	-----	101.24	138.0	1.363	182.0	1.798
ST-BI.2	-----	101.24	132.0	1.304	178.0	1.761
ST-BI.3.1	4	102.60	155.1	1.512	219.8	2.142
ST-BI.3.2	6	104.24	170.1	1.632	235.3	2.257
ST-BI.3.3	8	105.65	183.6	1.738	249.3	2.360
ST-BI.4	-----	102.60	141.1	1.375	176.2	1.719
ST-BI.5	-----	105.65	179.9	1.703	254.7	2.411
ST-BE.1	-----	101.24	138.3	1.366	179.9	1.777
ST-BE.2	-----	101.24	133.0	1.314	174.0	1.719
ST-BE.3.1	4	102.60	155.6	1.520	212.7	2.073
ST-BE.3.2	6	104.24	171.4	1.644	227.4	2.182
ST-BE.3.3	8	105.65	185.0	1.751	234.0	2.271

Tableau. III.8. Effet des raidisseurs verticaux externes et internes [10].

III.4.2.6. Effet des raidisseurs horizontaux :

La Fig.III.4. montre les positions des raidisseurs horizontaux internes et externes. La profondeur 'a' des raidisseurs est variée par étapes, comme le montre le tableau. III.9. qui montre également les résultats de la combinaison de raidisseurs horizontaux et verticaux, pour analyser son effet sur la performance de la structure. Une grande amélioration de la rigidité en torsion de ces raidisseurs est due à leur résistance à la rotation de la colonne. Mais sous des charges de flexion, ces raidisseurs sont moins efficaces. Les colonnes ayant des raidisseurs horizontaux internes sont plus rigides que celles ayant des raidisseurs horizontaux externes. Comme indiqué

précédemment, ces raidisseurs ont une rigidité en torsion très élevée, tandis que sous des charges de flexion, ils sont moins efficaces [10].

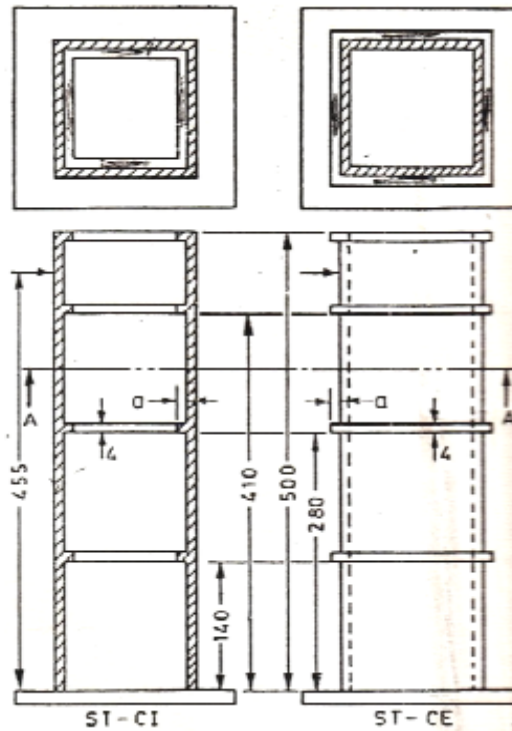


Fig. III.4. Colonnes avec raidisseurs horizontaux [10].

structure	a _{mm}	Pourcentage de poids	Flexion		torsion	
			Pourcentage de rigidité	Rapport Rigidité/poid	Pourcentage de rigidité	Rapport Rigidité/poid
ST-CI.1	4	103.30	143.2	1.387	279.3	2.704
ST-CI.2	6	104.88	148.2	1.413	316.8	3.020
ST-CI.3	8	106.42	156.3	1.469	350.2	3.291
ST-CE1	4	103.66	139.9	1.349	274.1	2.644
ST-CE2	6	105.56	148.2	1.404	307.1	2.910
ST-CE3	8	107.50	155.4	1.445	337.0	3.135
ST-DE1	-----	106.01	175.8	1.659	336.2	3.172
ST-DE2	-----	108.80	201.2	1.849	373.8	3.436
ST-DI1	-----	106.40	177.3	1.667	322.4	3.030

Tableau .III.9. Effet de la combinaison des raidisseurs horizontaux et verticaux[10].

Généralement une combinaison de raidisseurs horizontaux et verticaux est prévue dans la colonne pour améliorer la rigidité de la colonne à la fois en flexion et en charge de torsion. Les colonnes ST-BI.3.1 et ST-BI.5 ayant des raidisseurs verticaux, comme le montre la fig.III.3, sont combinés avec la colonne ST-CI.1 ayant des raidisseurs horizontaux pour obtenir les dispositions raidisseurs avec ST-DI.1 et ST-DI.2 respectivement, dans le tableau .III.9. tandis que dans l'arrangement ST-DE.1, les raidisseurs des colonnes ST-BE.3.1 et ST-CE.1 sont combinées. Il ressort du tableau III.9. que ST-DI.2 présente le rapport rigidité / poids le plus élevé pour les efforts de flexion et de torsion [10].

III.4.2.7. Effet des boulons de fixation et des raidisseurs verticaux externes au fond : La rigidité des structures peut également être améliorée en prévoyant une disposition appropriée des boulons de fixation. L'effet de l'agencement des boulons et des nervures de raidissement sur la rigidité à la flexion et à la torsion d'une colonne verticale est illustré à la Fig.III.5. En Fig.III.5 en arrangeant les boulons de fixation uniformément, la rigidité peut être améliorée. En fournissant en plus des raidisseurs de bride, en bas, la rigidité de la colonne peut être augmentée de près de 50%. La rigidité de la machine-outil dans son ensemble dépend de la rigidité avec laquelle les différentes unités sont serrées. Il convient de garder à l'esprit les articulations entre divers éléments structurels, par ex. les joints entre le stock principal et le stock de queue à un tour avec le lit, la plaque de base d'une foreuse avec sa colonne etc. devraient être rendus aussi rigides que possible [10].

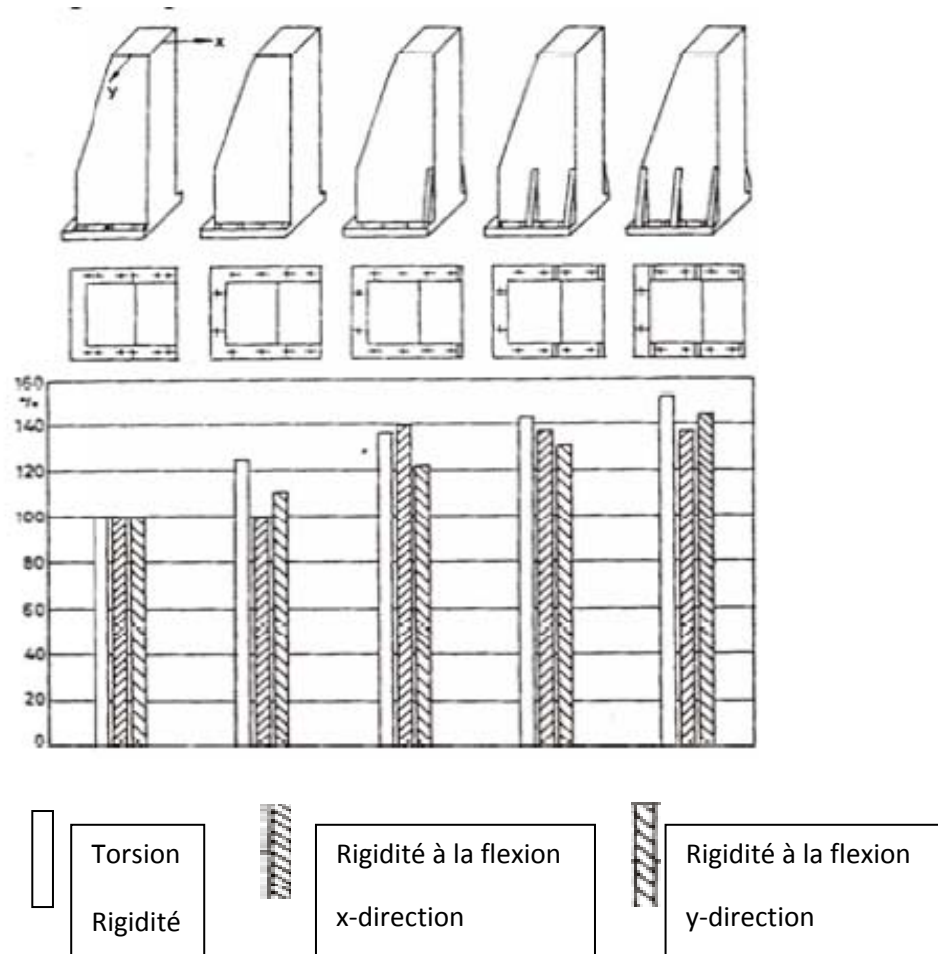


Fig.III.5. Effet de l'agencement des boulons et des raidisseurs inférieurs extérieurs [10].

La figure.III.6. montre les colonnes ayant différents agencements de raidisseurs à bride, qui ont été analysés. Ces colonnes ont une plus grande rigidité car ces types de raidisseurs ont pour effet de réduire la longueur effective de la colonne en réduisant les déflexions. Dans le cas présent, la longueur effective de la colonne est réduite de 150 par rapport à la hauteur totale de 500 mm. ST-A.M est la colonne qui est supposée être serrée à une distance de 150 mm (hauteur des raidisseurs) du fond.

Cette colonne aura la raideur la plus élevée possible grâce à ce type de dispositif de raidissement. Le tableau III.10 montre l'efficacité des différentes positions des nervures dans les efforts de flexion et de torsion. La largeur de base des raidisseurs est ensuite modifiée, le paramètre indiqué par «a» sur la figure.III.6. en

gardant l'épaisseur des raidisseurs égale à l'épaisseur de la paroi de la colonne dans tous les cas[10].

structure	a _{mm}	Pourcentage de poids	Flexion		Torsion	
			Rapport Rigidité/poid	Pourcentage de rigidité	Pourcentage de rigidité	Rapport Rigidité/poid
ST-UR	----	100.0	1.000	100.0	100.0	1.000
ST-A.M.	----	-----	-----	247.0	223.8	-----
ST-A.1	60	103.8	1.203	124.8	146.0	1.408
ST-A.2	60	103.8	1.200	124.6	150.1	1.449
ST-A.3	60	108.6	1.221	132.6	153.9	1.416
ST-A.4.1	20	107.6	1.073	115.4	131.9	1.226
ST-A.4.2	40	111.4	1.669	185.9	171.1	1.536
ST-A.4.3	60	115.5	1.643	189.8	176.2	1.526
ST-A.4.4	80	119.4	1.617	193.1	177.2	1.484

Tableau .III.10. Effets des raidisseurs inférieurs verticaux externes [10].

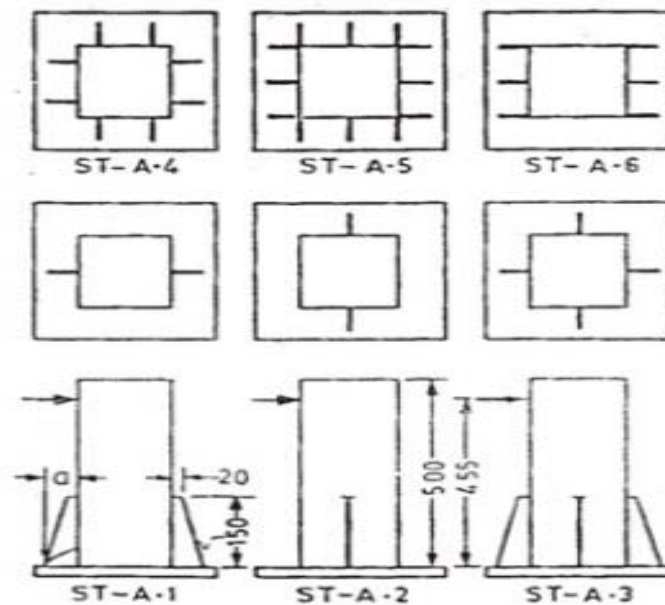


Fig.III.6. Raidisseurs extérieurs verticaux [10].

D'après le tableau III.10, on peut voir que pour l'agencement de raidissement ST-A.4, a = 40, a la rigidité la plus élevée en flexion. C'est parce que cet arrangement


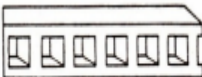
de raidissement réduit la distorsion de la paroi de la colonne. L'augmentation de la largeur de base des raidisseurs augmente la rigidité mais l'augmenter au-delà d'une certaine limite est moins efficace comme l'indique le rapport rigidité / poids décroissant[10].

III.4.2.8. Amélioration de la rigidité des structures ouvertes :

La rigidité des structures ouvertes, tels que les lits de tour où deux plaques de structures, haut et bas, reliées par des nervures, également affectées par l'agencement des nervures. La rigidité en torsion des structures ouvertes a été comparée selon différents agencements de raidisseurs et les résultats sont présentés dans le tableau III.11 ci-dessous. Les résultats du tableau indiquent que seuls les agencements 4 et 5 sont efficaces en termes de rapport raideur-poids de la structure. Des dispositions 4 consistant en deux cisailles parallèles, qui sont reliées par des nervures diagonales, sont communément utilisées dans les lits de machines-outils.

Enfin, le rapport rigidité / poids est un facteur important dans la décision des arrangements de nervures. Des valeurs plus élevées de rapport rigidité / poids sont souhaitables. Parce que les nervures augmentent la rigidité de la structure mais augmentent également le poids d'une autre main. Donc pour arriver à l'arrangement final des côtes, il faut voir la valeur de la raideur au rapport du poids. Encore une fois, augmenter le nombre de nervures signifie ajouter du matériel et donc ajouter du coût,

Outre des raisons économiques, un rapport rigidité / poids élevé augmentera les valeurs des fréquences propres de la structure, qui pourront alors s'affranchir de toute vibration résonnante dans la plage de fonctionnement, améliorant ainsi les conditions dynamiques [10].

arrangement de raidisseur	rigidité de torsion relative	Poids relative	rigidité de torsion relative par unité de poids
1 	1.0	1.0	1.0
2 	1.34	1.34	1.0

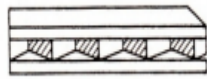

3		1.43	1.34	1.07
4		2.48	1.38	1.80
5		3.73	1.66	2.25

Tableau III.11. Effet de l'arrangement des raidisseurs sur les raidisseurs de torsion des structures ouvertes [10].

III.4.2.9. L'importance des joints et leur orientation sur la rigidité globale de la structure :

Dans la conception de la structure de la machine-outil, le concepteur est souvent confronté à une décision quant au plan dans lequel le joint doit être prévu entre deux éléments. De nouveau, les joints sont présents comme une partie essentielle des exigences fonctionnelles dans les mouvements opérationnels, et permettent également la fabrication et l'usinage des éléments. Dans les grandes machines-outils, des joints sont également nécessaires pour faciliter le transport de la machine finie.

Les joints dans les machines-outils peuvent être de deux formes de base, en fonction du mouvement relatif, qui a lieu entre les interfaces articulaires:

1. Joints, qui relient les pièces structurales sans aucun mouvement prévu, par exemple les joints entre la poupée et le lit d'un tour, ces "joints fixes" sont appelés

2. Joints, qui relient des parties, qui doivent avoir un mouvement relatif voulu l'un par rapport à l'autre, par ex. joints entre la selle et le lit d'un tour, ceux-ci sont appelés "joints coulissants".

Il est parfois nécessaire que les éléments soient joints ensemble et possèdent à la fois les qualités de joints fixes et coulissants, comme dans le cas de l'articulation entre la poupée mobile et le lit du tour.

Comme les articulations forment un maillon ou un certain nombre de maillons dans la chaîne d'éléments fermant le flux des forces de coupe, elles doivent posséder une rigidité correspondant à celle des autres éléments structuraux; le fait même d'avoir d'autres éléments structurels d'une rigidité élevée n'aiderait pas s'il n'y avait qu'un seul joint flexible dans la chaîne d'éléments, c'est-à-dire des ressorts en série.

Les propriétés suivantes des joints nécessitent une attention particulière:

- a) La rigidité statique et dynamique des faces d'assemblage chargées dans un plan normal à la surface de l'assemblage;
- b) L'importance des joints sur la déflexion globale de la structure
- c) L'effet d'amortissement des articulations

Des recherches sur la rigidité globale de la structure ont montré que les articulations incorporent généralement un pourcentage élevé de la flèche globale. Selon certains résultats, la flèche due aux joints est de l'ordre de 85 à 90% de la déformation statique structurelle totale dans une machine-outil.

Des études pour étudier les caractéristiques dynamiques des joints ont montré que l'amortissement peut être obtenu dans une articulation, mais seulement au détriment de la rigidité. Du point de vue du retrait du métal, l'amortissement dans une machine-outil est avantageux. Les joints introduisent un amortissement par frottement plus important que l'amortissement interne du matériau. Le déplacement relatif entre éléments coulissants doit être limité notamment lorsqu'ils sont situés en série avec d'autres éléments. Dans ce cas, une augmentation de l'amortissement frictionnel dans les joints, au détriment de la diminution de leur rigidité statique, est difficilement justifiée.

En ce qui concerne les faits ci-dessus, la méthode la plus efficace pour atteindre à la fois la rigidité et l'amortissement serait de concevoir les articulations

pour une rigidité maximale et d'introduire un amortissement par des moyens externes tels que des absorbeurs de vibrations.

Chapitre IV : Etude expérimentale

IV.1. Le contexte d'étude:

L'amélioration de la précision de la machine outil dépend de deux facteurs importants sont la forme et le matériau de structure, et pour connaître la meilleur forme et structure pour une machine outil doit vérifier l'influence des facteurs Précédent sur la machine outil, Puis les comparez-entre eux.

Pour réaliser cet objectif nous avons utilisé la simulation par solidworks pour vérifier l'étendue de la déformation de chaque structure sous l'influence d'une force définie dans deux cas. Le premier cas plusieurs matériaux pour une architecture donnée. Le deuxième cas pour plusieurs structures pour un matériau choisi.

IV.2. Etude basée sur le facteur du choix du matériau :

Pour cette partie de simulation, nous avons affecté deux matériaux différents qui sont la fonte grise et Acier inoxydable moulé pour une même structure choisie de machine outil, puis nous étudions l'étendue de la déformation sur chaque structure sous une force statique de $F=1000N$.

IV.2.1. Structure en fonte grise :

La fonte grise est une fonte à graphite lamellaire, où le carbone se cristallise sous forme de lamelles de graphite longues et étroites. Pour obtenir de la fonte, il faut ajouter au fer en fusion beaucoup plus de carbone que pour produire de l'acier. La plupart des nuances d'acier renferment moins de 1.2% de carbone tandis que la fonte en contient généralement de 2.5% à 4%. A savoir que l'ajout de carbone fait baisser le point de fusion du métal et le rend plus fluide.

IV.2.1.2. Propriétés de la fonte grise choisie:

Propriétés	
Nom:	Fonte grise
Type de modèle:	Linéaire élastique isotropique
Critère de ruine par défaut:	Contrainte de Mohr- Coulomb
Limite de traction: Limite de	151.658 N/mm ²
compression:	572.165 N/mm ²
Module d'élasticité:	66178.1 N/mm ²
Coefficient de Poisson:	0.27
Masse volumique:	7200 g/cm ³
Module de cisaillement:	50000 N/mm ²
Coefficient de dilatation thermique:	1.2e-005 /Kelvin

Tableau IV.1. Les propriétés de la fonte grise proposée.

IV.2.1.3. Résultats obtenus :

a)- Contraintes:

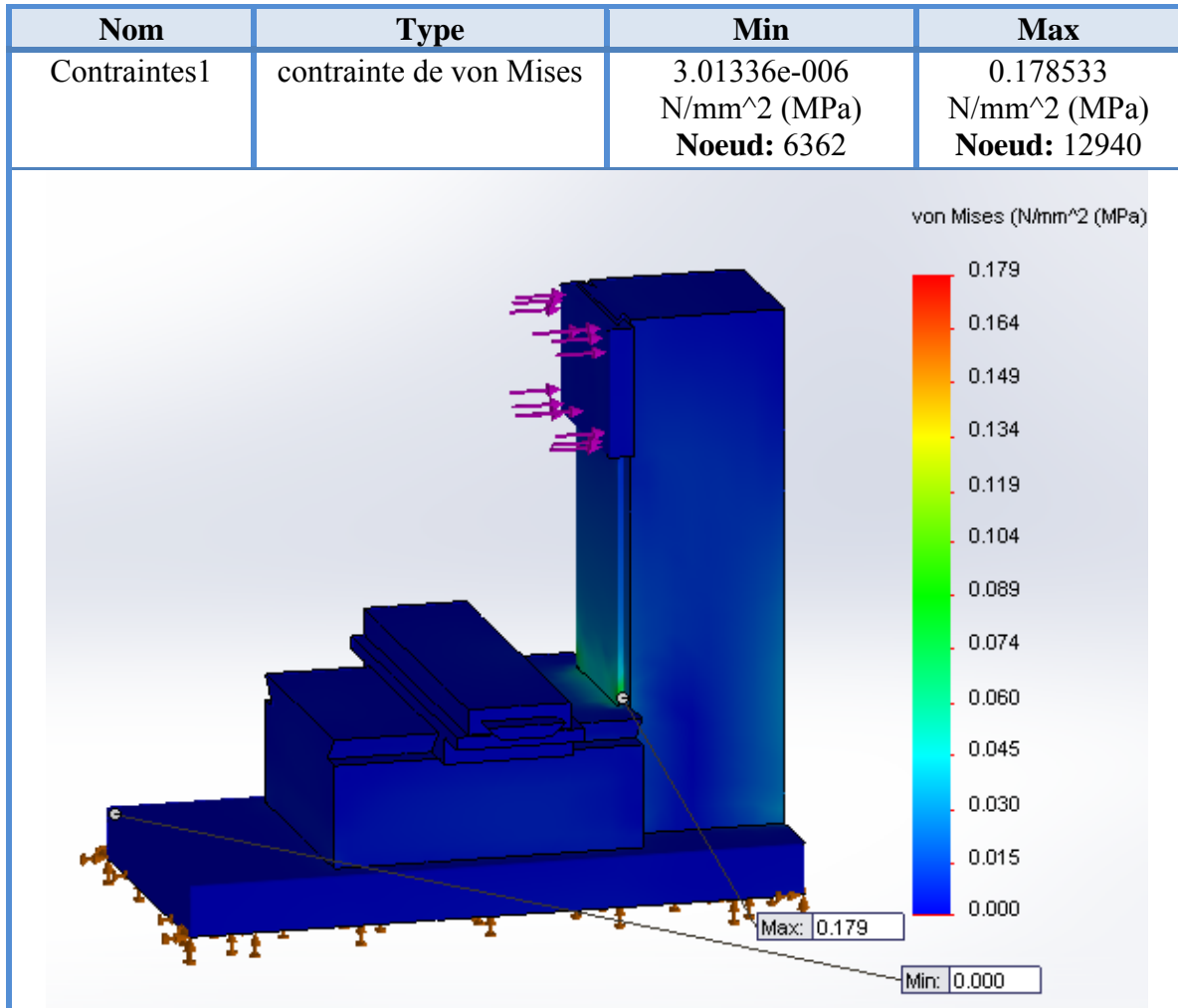


Tableau IV.2. Les valeurs de contraintes pour une structure en fonte grise.

b)- Déplacement statique :

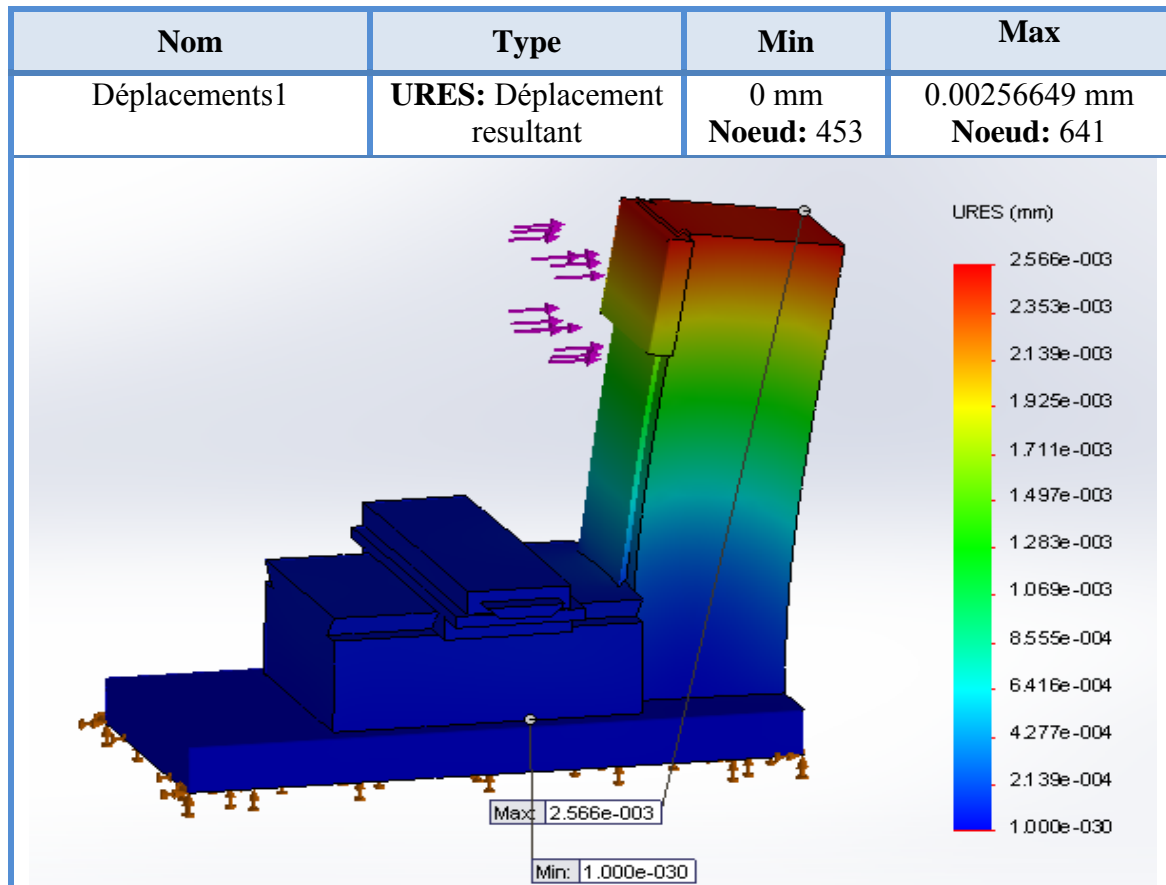


Tableau IV.3. Les valeurs de déplacements nodeaux pour une structure en fonte grise.

c)- Déformations statiques :

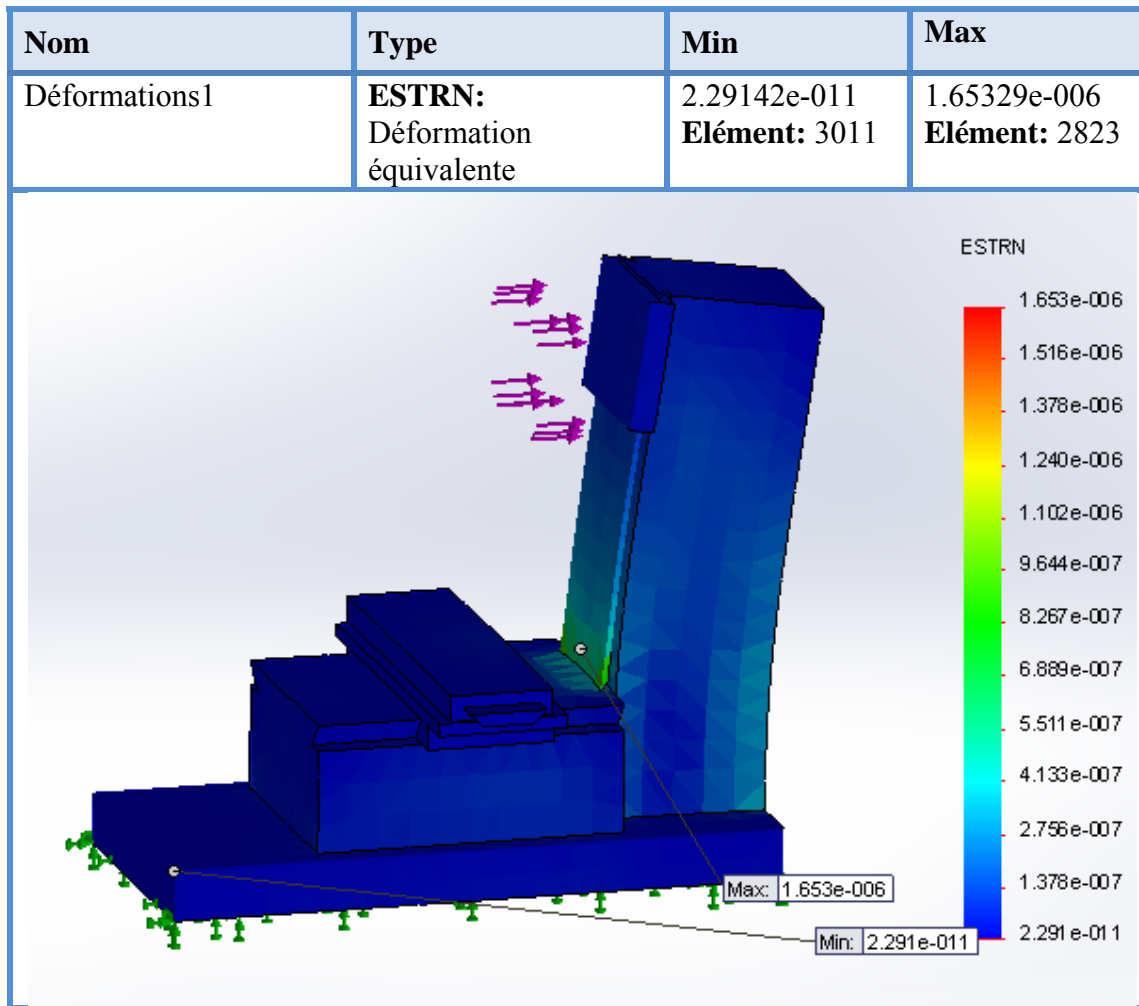


Tableau IV.4. Les valeurs de déformation pour une structure en fonte grise.

IV.2.1.4. Calcul de rigidité C pour la structure en fonte grise :

F max appliquée = 1000 N

Déformation max relevée = $1.653e-006 = 1.656 \cdot 10^{-6}$

C = F max/déformation max

$$= 1000/1.653 \cdot 10^{-6} = 10^9/1.653$$

$$C = 6.05 \cdot 10^7 \text{ N/mm}$$

IV.2.2. Structure en acier inoxydable moulé :

l'acier inoxydable, aussi connu sous la contraction «inox» est un alliage métallique ferreux. il contient plus de 50 % de fer, un minimum de 10,5 % de chrome et un maximum de 1,2 % de carbone. sa grande résistance à la corrosion est sa principale caractéristique.

IV.2.2.1. Propriétés de l'acier inoxydable choisi :

Propriétés	
Nom:	Acier inoxydable moulé
Type de modèle:	Linéaire élastique isotropique
Critère de ruine par défaut:	Inconnu
Module d'élasticité:	190000 N/mm ²
Coefficient de Poisson:	0.26
Masse volumique:	7700 g/cm ³
Module de cisaillement:	79000 N/mm ²
Coefficient de dilatation thermique:	1.5e-005 /Kelvin

Tableau. IV.5. les propriétés d'acier inoxydable.

IV.2.2.2. Résultats obtenus :

a)-Contraintes :

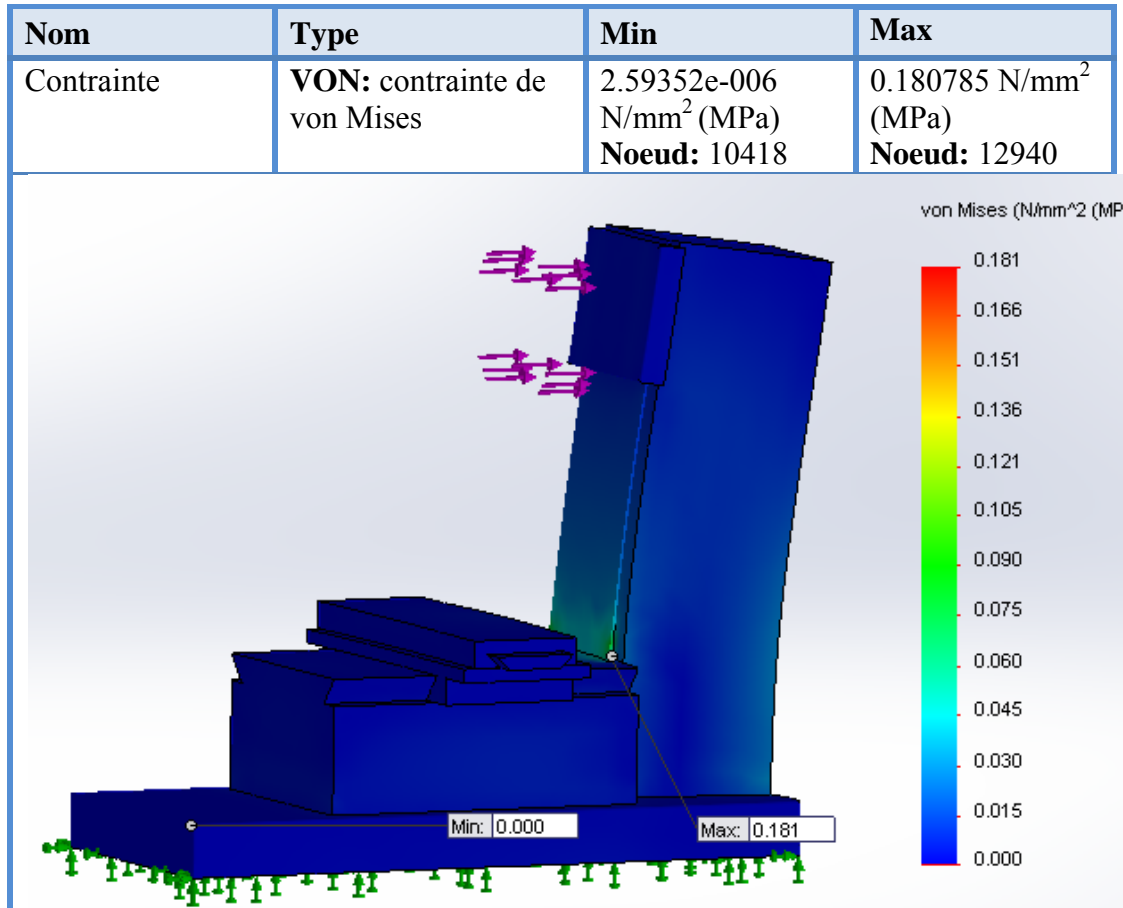


Tableau IV.6. Les valeurs de contrainte de von mises pour une structure en acier inoxydable moulé

b)- déplacements statiques :

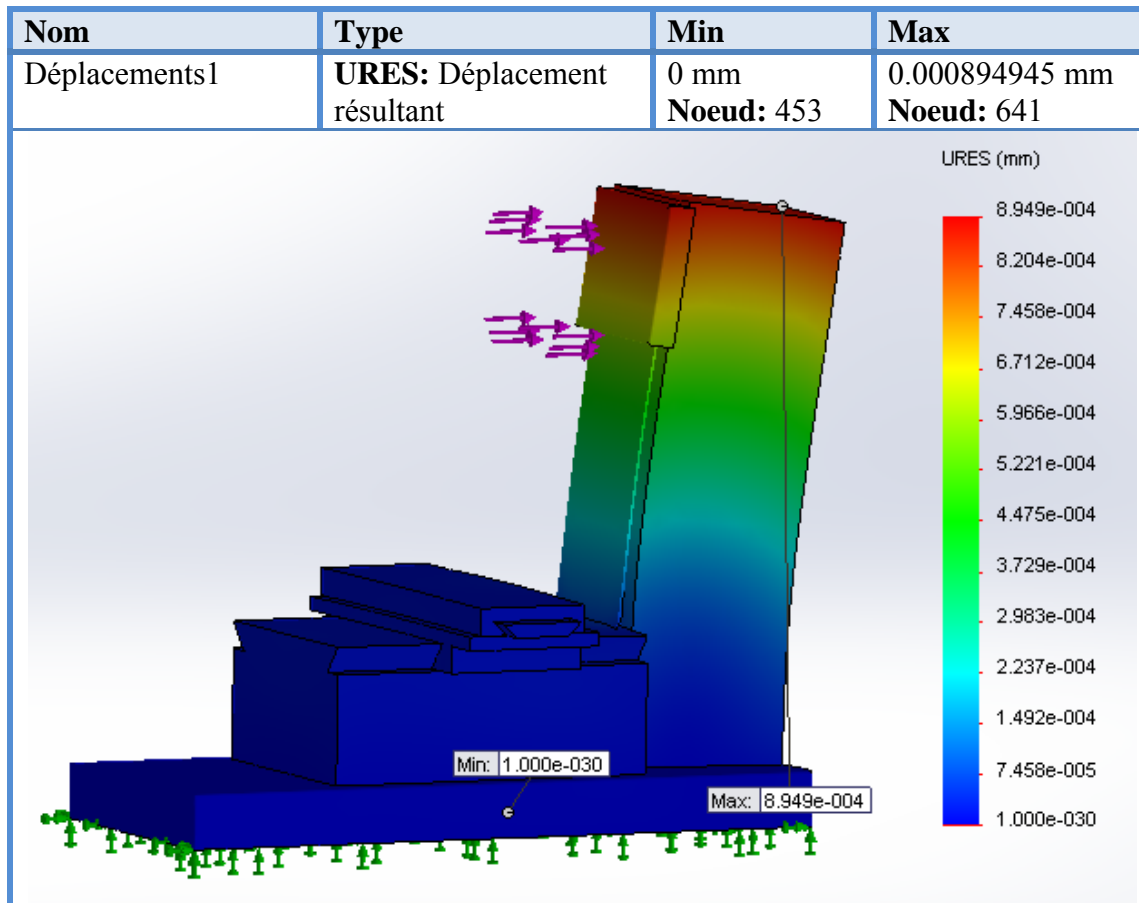


Tableau IV.7. Les valeurs de déplacement pour une structure en acier inoxydable moulé.

c)- Déformations statiques :

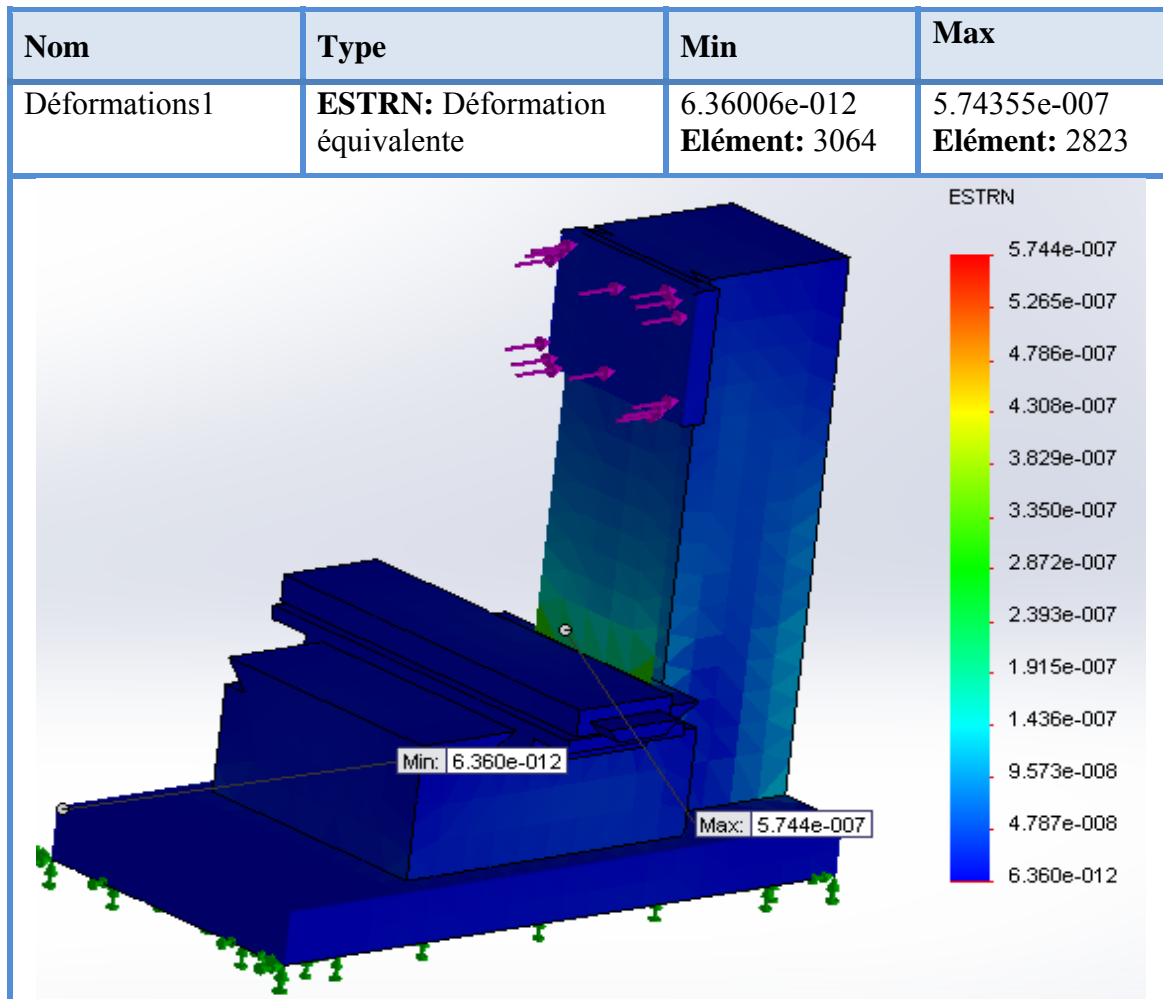


Tableau IV.8. Les valeurs et les zones de déformation pour un structure en acier inoxydable moulé.

IV.2.2.3. Calcule la rigidité pour une structure en acier inoxydable moulé :

F max = 1000 N

Déformation max = 5,744e-007 = 5,744.10⁻⁷mm

C = F max/déformation max

C = 1000/5,744.10⁻⁷ = 10¹⁰/5,744

C = 1.74.10⁹ N/mm

IV.2.3. Discussion :

A travers la simulation, le calcul de la rigidité C pour une structure choisie à laquelle nous avons choisi deux matériaux distincts; la fonte grise et l'acier inoxydable moulé, Nous avons trouvé que la valeur de la rigidité C pour une structure en acier inoxydable moulé est élevée par rapport à cette même structure en lorsque elle est fonte grise.

A travers cette comparaison de la rigidité pour chaque matériaux nous pouvons statuer que l'acier inoxydable moule supporte mieux les déformations que la fonte grise. Donc c'est mieux indiqué pour les structures de machines outils.

IV.3. Etude basée sur le facteur de la forme de la structure :

Pour cette partie d'étude, nous avons choisis trois modèles améliorés de la structure de fraiseuse utilisée dans l'étude précédente et en gardant le même matériau dans les trois cas de structure à savoir l'acier inoxydable moulé. Les 3 modèles choisis sont comme suit :

Model 1 : colonne de fraiseuse avec raidisseurs horizontaux.

Model 2 : colonne de fraiseuse avec raidisseurs verticaux.

Model 3 : colonne de fraiseuse différente à forme trapézoïdale avec ajout de raidisseurs verticaux.

IV.3.1. Model 1 : colonne de fraiseuse à raidisseurs verticaux :

Description du modèle : nous avons choisi et construit sous solidworks un model d'une structure de fraiseuse avec une colonne en caisson renforcée par des raidisseurs verticaux disposés en X. comme le montre la figure ci bas

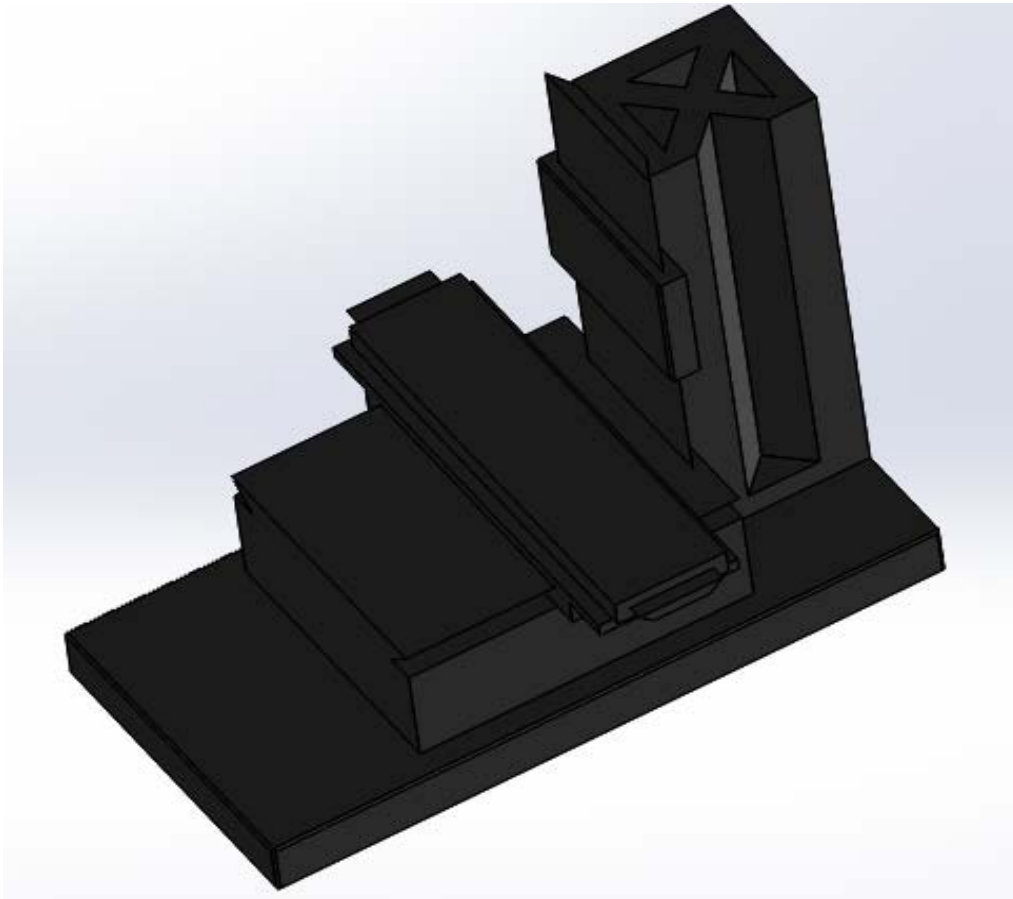
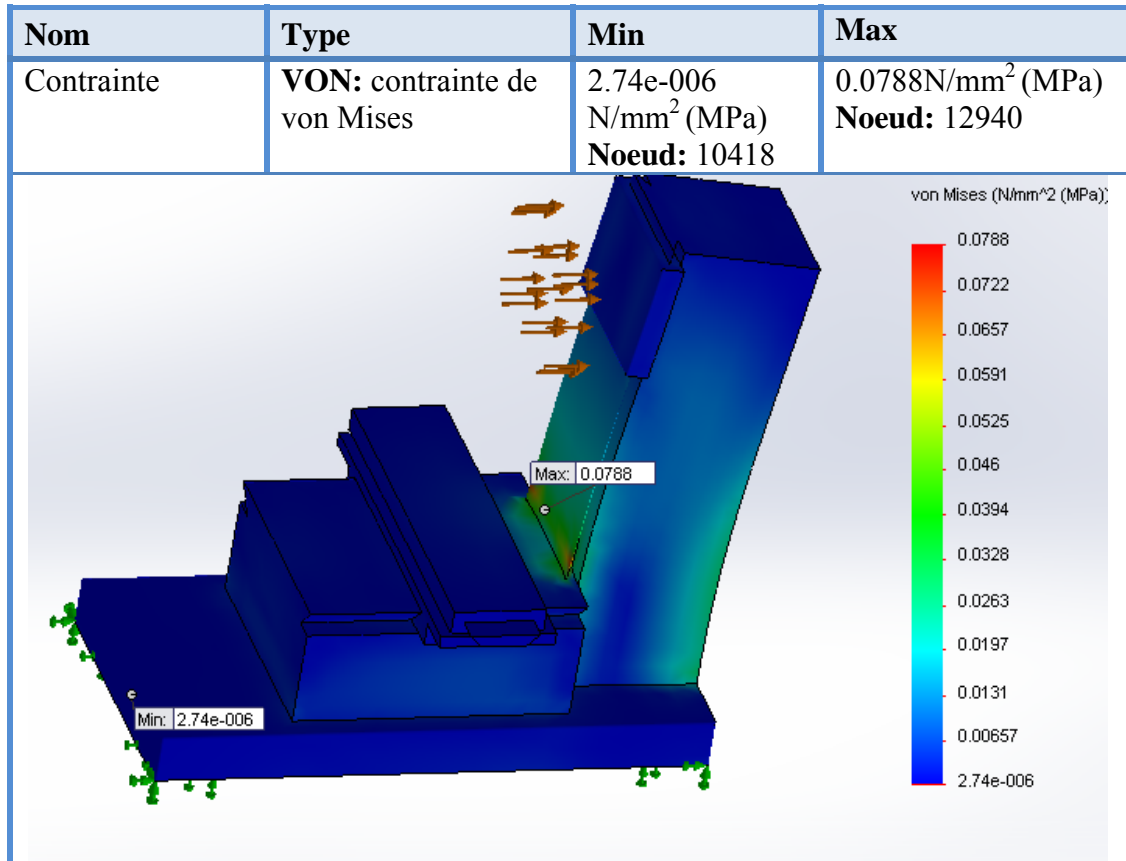


Figure. IV.1. détails du model 1 : structure de colonne de fraiseuse avec des raidisseurs verticaux en X

IV.3.1.1. Résultats de simulation du model 1 :

a)- Contraintes :



Tableaux. IV.9. les valeurs et les zones de contrainte von mises pour la structure du model 1

b)- Déplacements statiques :

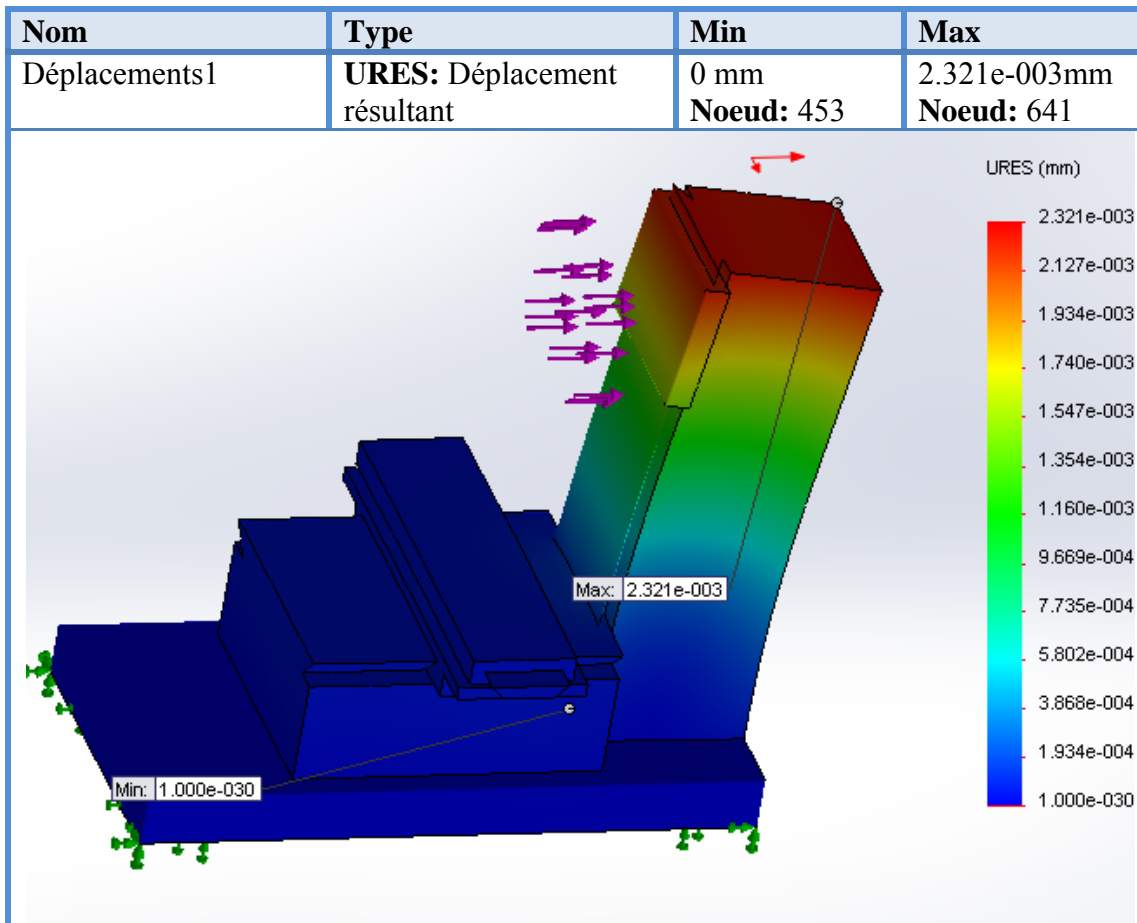


Tableau.IV.10. les valeurs et les zones de déplacement pour la structure du model 1.

d)- Déformations statiques :

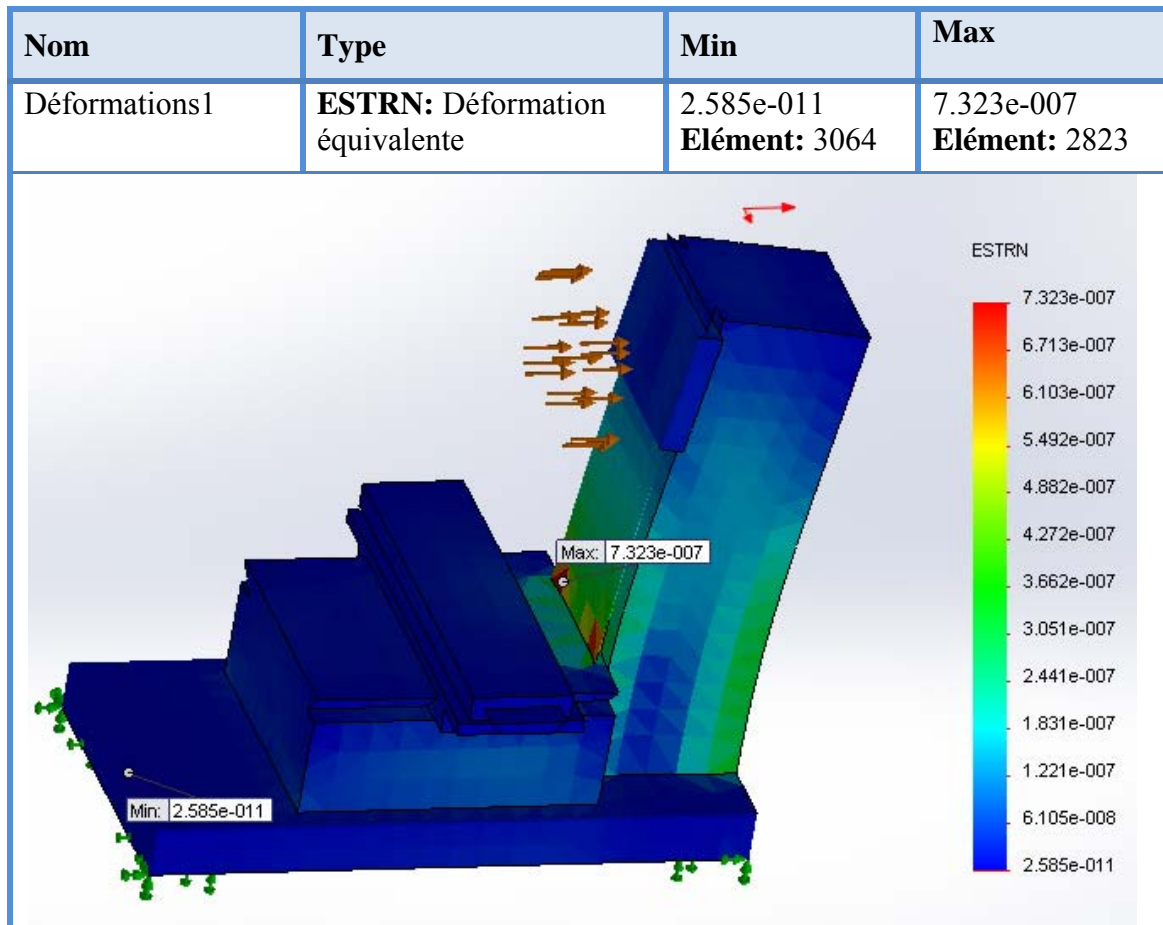


Tableau. IV.11.les valeurs et les différents zones de déformation pour la structure du modèle 1.

IV.3.1.2. Calcul de la rigidité du modèle 1 :

F max = 1000 N

Déformation max = 7,323e-007 = 7,323.10⁻⁷ mm

C = F max/déformation max

C = 1000/7,323.10⁻⁷ = 10¹⁰/7.323

C=1,37.10⁹N/mm

IV.3.2. Model 2 : colonne de fraiseuse avec raidisseurs horizontaux :

Description de modèle :

Pour cette fois pour le même caisson, nous avons disposé les raidisseurs en cadres horizontaux équidistants afin d'apporter un soutien à la structure de la colonne. Les détails sont portés à la figure ci bas réalisée par solidworks.

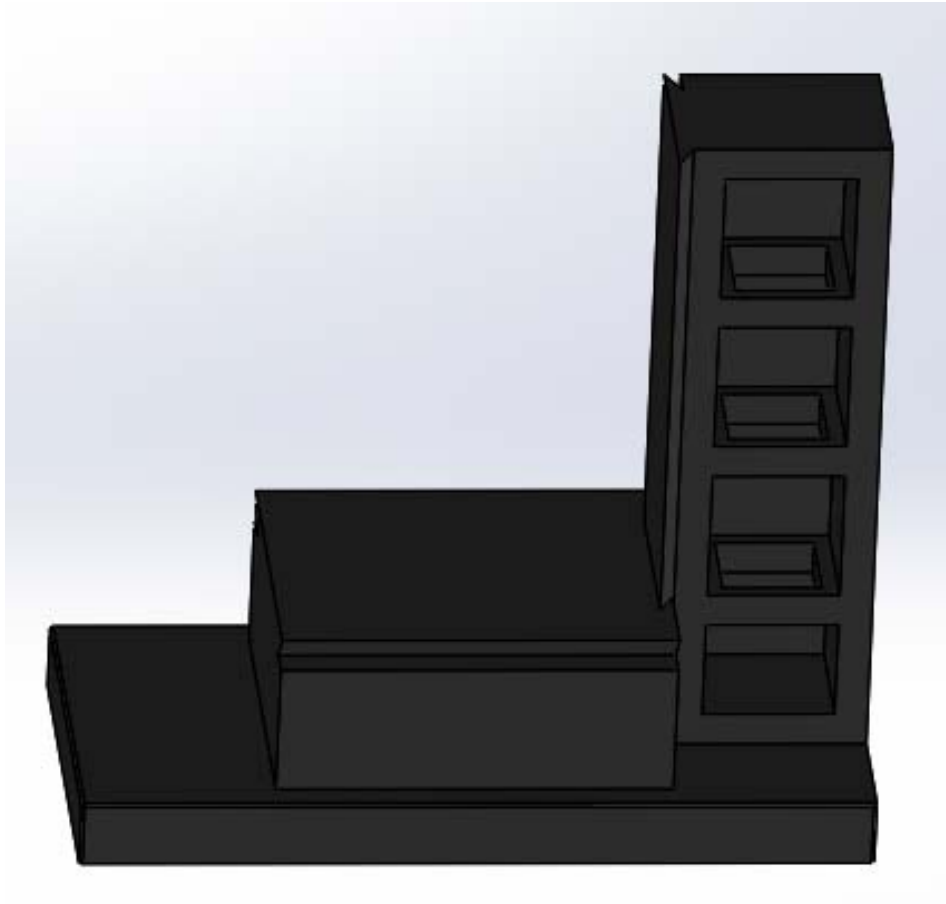


Figure. IV.2. détails du modèle 2 : structure de colonne renforcée par des raidisseurs horizontaux.

IV.3.2.1. résultats pour le modèle 2:

a)- Contrainte :

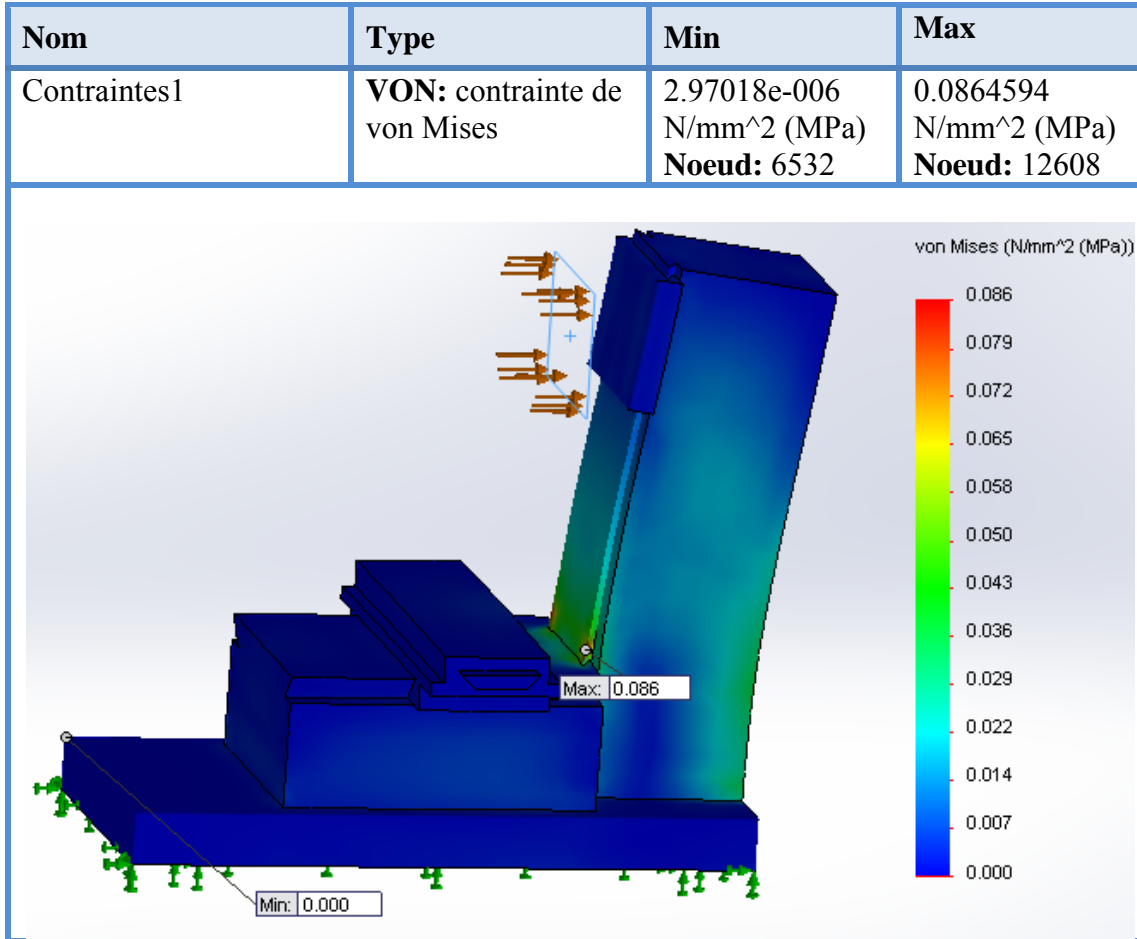


Tableau. IV.12.les valeurs et les zones de : contrainte de von Mises pour la structure du modele 2.

b)- Déplacements statiques :

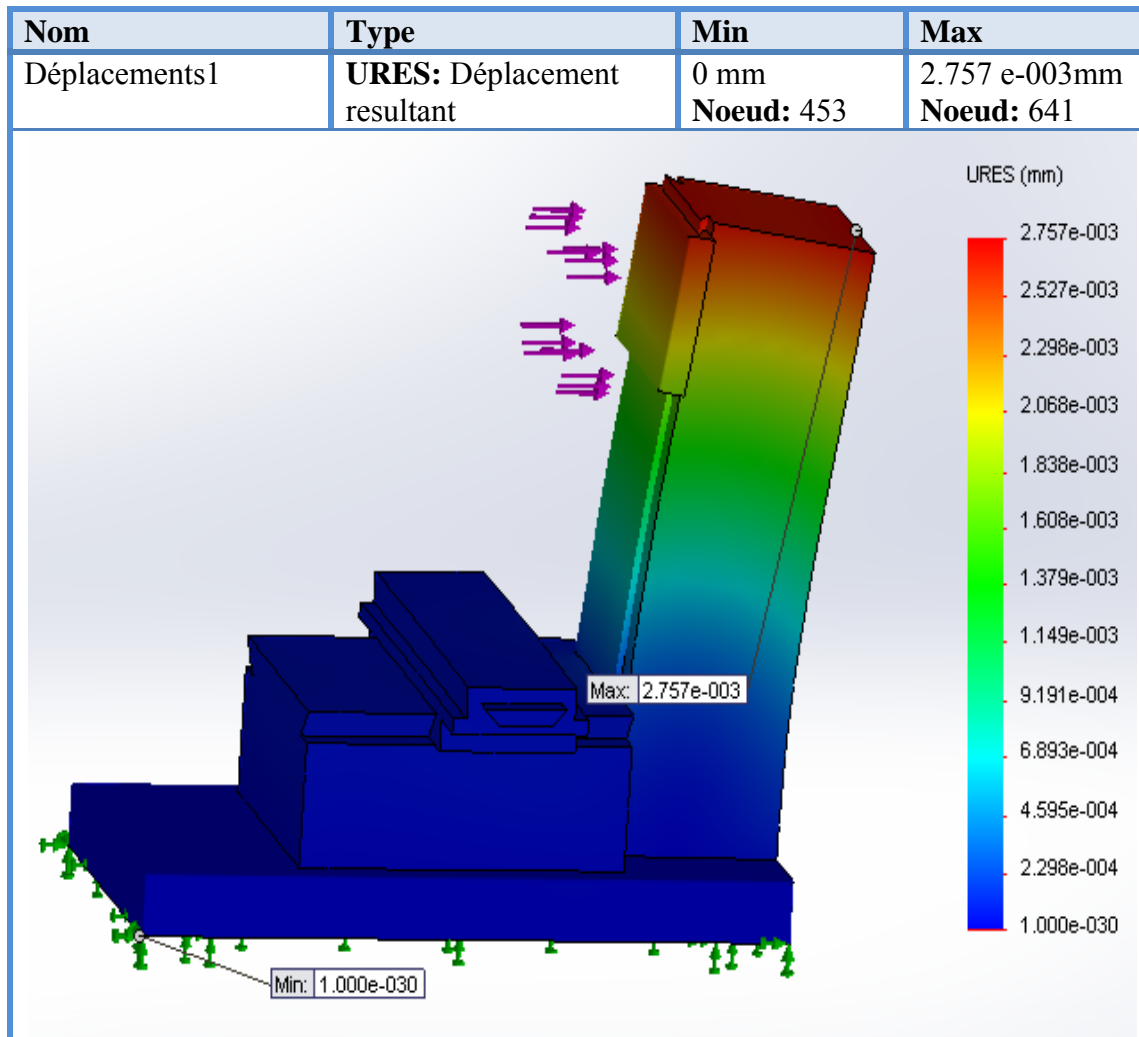


Tableau. IV.13.les valeurs et les zones de déplacement pour la structure du modèle 2.

C)- Déformations statiques :

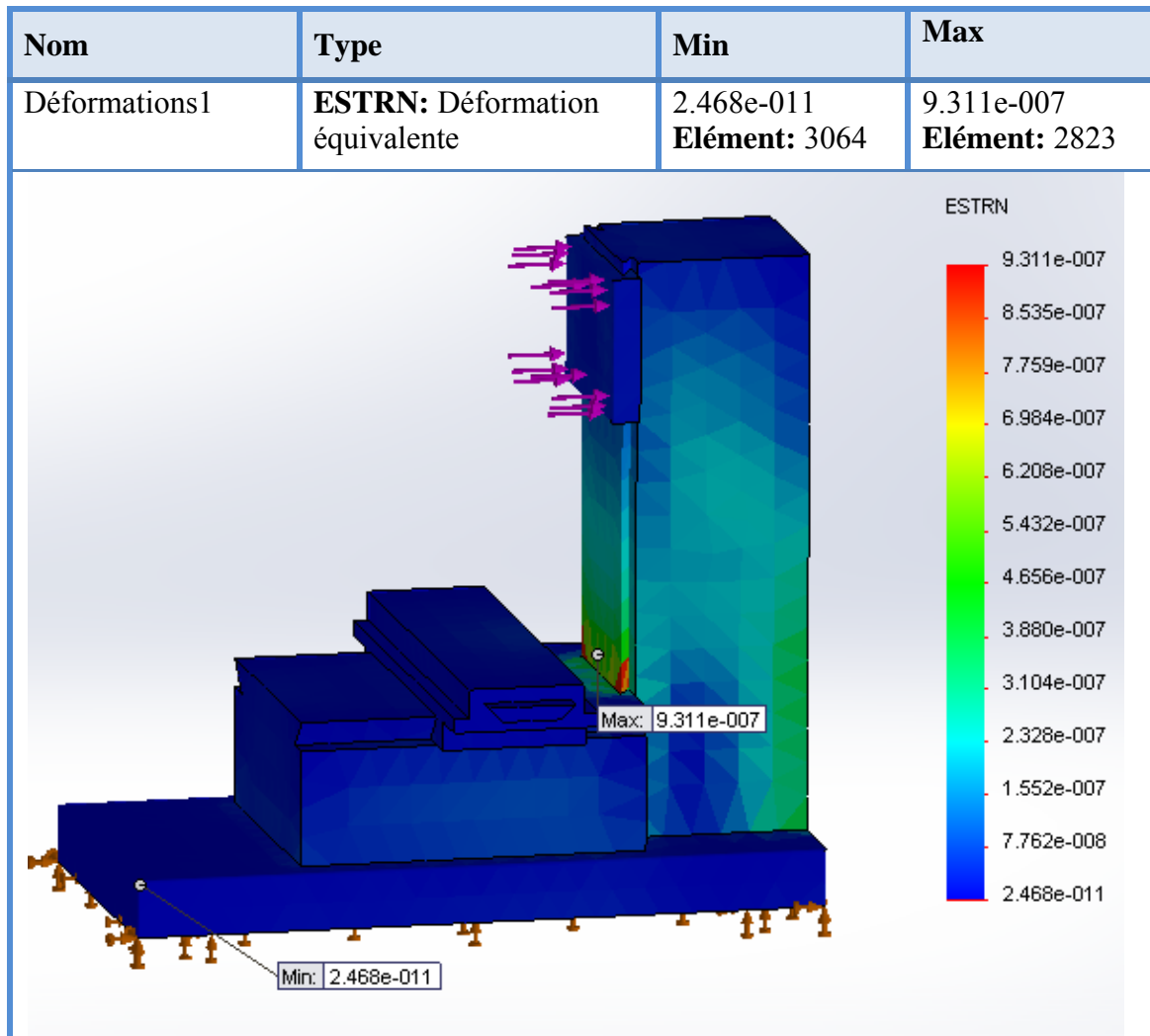


Tableau. IV.14.les valeurs et les zones de déformation pour la structure du modele 2.

IV.3.2.2. Calcul de la rigidité du modèle 2 :

F max = 1000 N

Déformation max = 9,311e-007 = 9,311.10⁻⁷ mm

C = F max/déformation max

C = 1000/9,311.10⁻⁷ = 10¹⁰ /9.311

C=1,074.10⁹N/mm

IV.3.3. modèle 3 : colonne en forme trapézoïdale renforcée par raidisseurs verticaux :

Description de modèle 3 : pour ce cas nous avons modifié d'une façon radicale la forme de la colonne, nous avons disposé une paroi frontale qui comporte les glissières verticales a laquelle nous avons ajouté des raidisseurs verticaux équidistants en arrière pour la soutenir contre les déformations possibles.

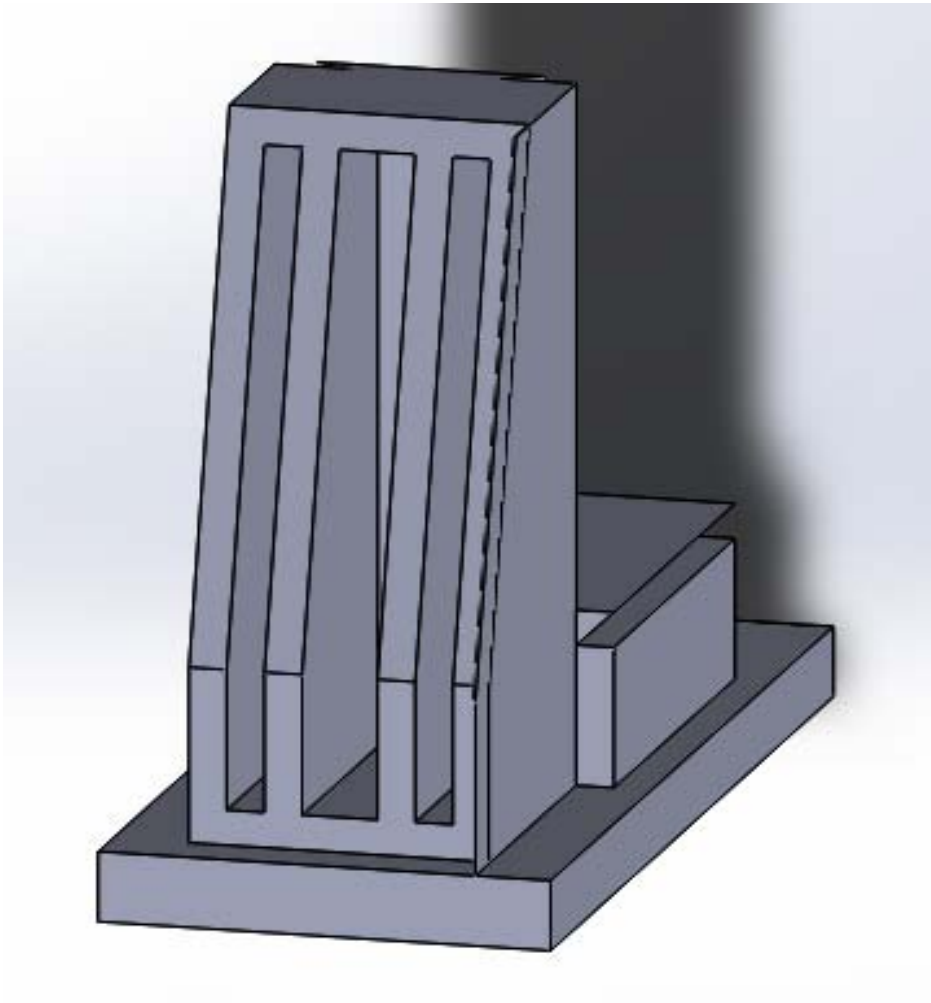


Figure IV.3. Représente la structure de model 3

IV.3.3.1. Résultats de simulation de modèle 3 :

a)- Contraintes :

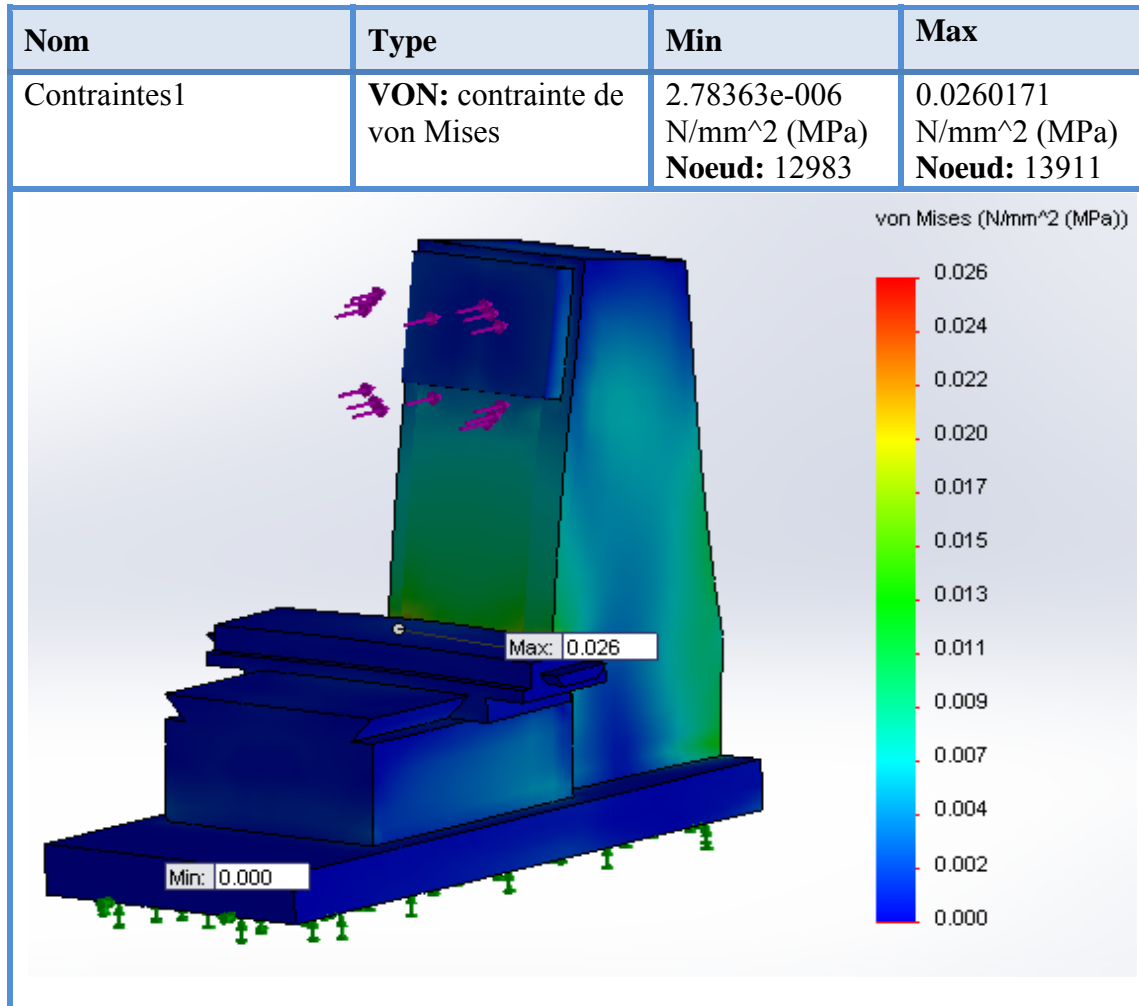


Tableau. IV.15.les valeurs et les different zones de contrainte de von mises dans la structure du modele 3

b)- Déplacements statiques :

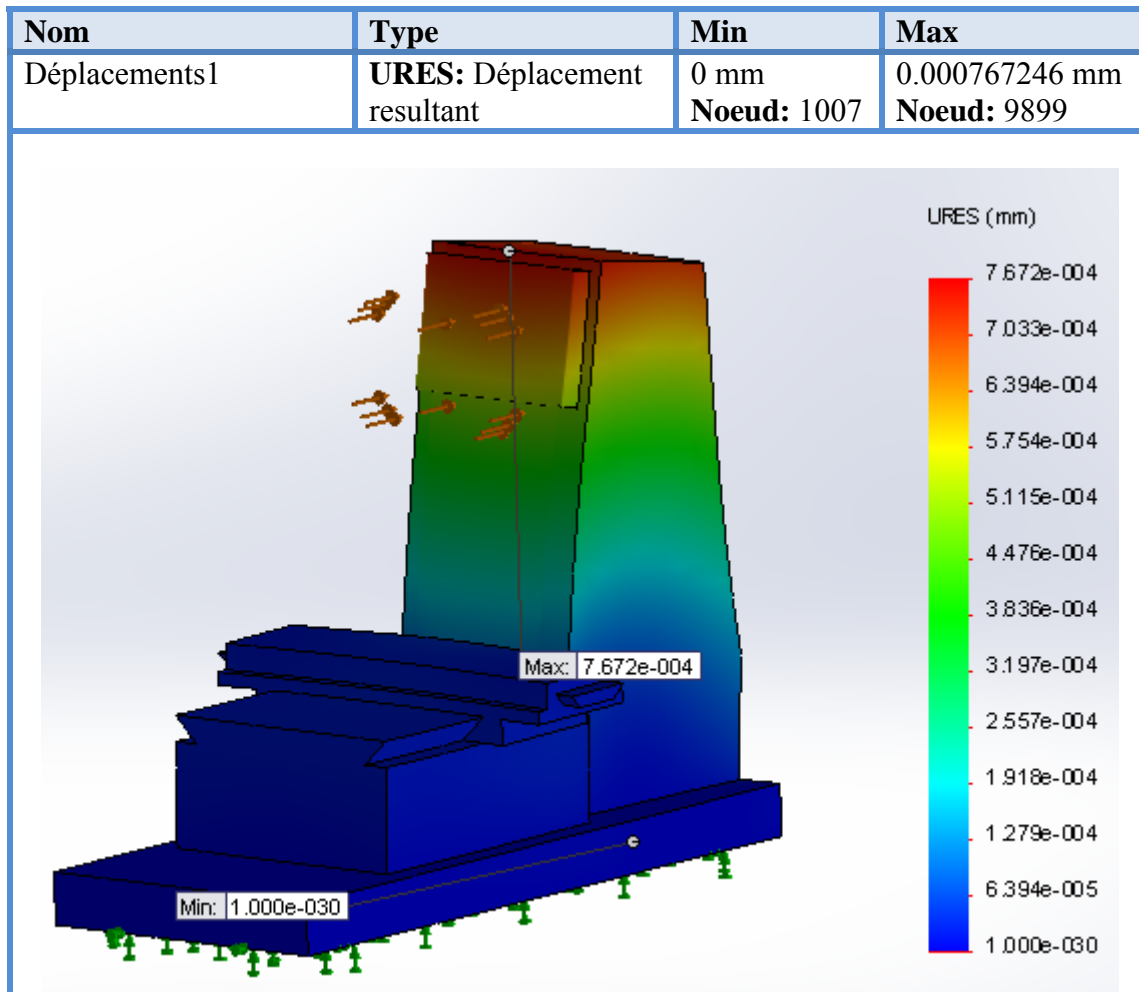


Tableau. IV.16. les valeurs et les different zones de contrainte de von mises dans la structure du modele 3

c)- Déformations statiques :

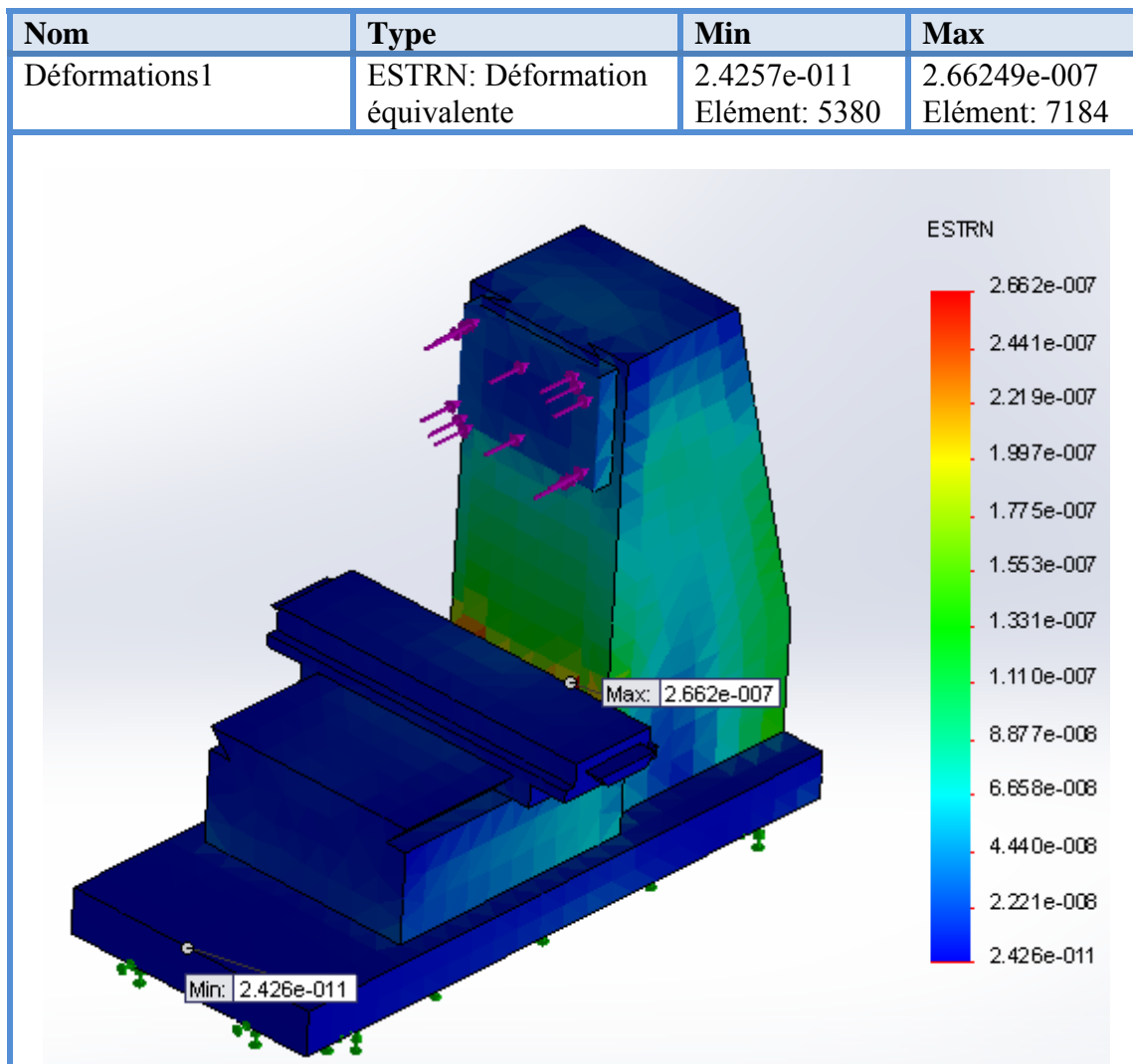


Tableau. IV.17. les valeurs et les différent zones de deformaton dans la structure du modele 3

IV.3.3.2. Calcul de la rigidité du modèle 3:

F max = 1000 N

Déformation max = 2,662e-007 = 2.662.10⁻⁷mm

C = F max/déformation max

C = 1000/2.662.10⁻⁷

C= 3 ,76.10¹⁰N/mm

IV.3.4. Discussion :

Nous avons construit trois structures totalement différentes sous solidworks. Après la simulation et étude des effets des forces appliquées sur la colonne nous avons calculé la rigidité C dans chaque structure. En comparant les résultats nous avons constaté que la structure du modèle présente une rigidité de $3,76.10^{10} \text{N/mm}$ dépasse largement la rigidité du modèle 1 qui vaut $1,37.10^9 \text{N/mm}$ qui s'avère supérieure à celle du modèle 2 qui vaut $1,074.10^9 \text{N/mm}$.

Ce qui nous amène à conclure que la disposition d'une paroi renforcée par des raidisseurs trapézoïdaux verticaux offre plus de rigidité que les autres dispositions.

IV.4. Conclusion :

À la base de l'étude faite dans ce chapitre expérimental, nous pouvons retenir les points suivants:

Les propriétés des matériaux ont un effet important sur la rigidité de la structure de la machine outil contre les déformations sous l'influence des forces émanant de l'usinage.

L'acier inoxydable moulé offre une capacité de résister aux déformations de la structure beaucoup plus supérieure par rapport aux fontes grises.

La forme de structure joue un rôle important dans la stabilité et la rigidité de la structure pendant l'usinage.

Le renforcement vertical donne une meilleure rigidité contre la flexion de la structure de machine outil.

Conclusion générale:

L'objectif visé dans ce travail était l'étude des déformations structurelles des bâtis de machine outils lors de l'usinage pour atteindre cet objectif nous avons départagé l'étude en deux parties.

Une partie théorique dans laquelle nous avons regroupé tous les éléments concernant les erreurs d'usinage ainsi que leurs sources et leur effets sur la qualité du produit et aussi les structures des machines outils et leur intervention dans la réduction de ces erreurs d'usinage. Nous avons conclu que l'amélioration de la précision de la machine outil dépend de deux facteurs importants qui sont le choix des formes des structures et les matériaux utilisées pour la construction de ces structures.

A la base de ces conclusions tirés dans la première partie nous avons vérifié par simulation via solidworks l'influence d'une force définie dans le cas de différents matériaux pour une architecture donnée et le cas de plusieurs structures différentes pour un matériau choisi. A l'issue de cette simulation, nous pouvons retenir les points suivants:

Pour l'influence du choix du matériau sur la rigidité, l'acier inoxydable moulé est plus performant que la fonte grise par rapport a la même structure il permet de réduire les déformations d'une façon remarquable sans prendre en considération les autres facteurs telle que le poids, la capacité d'amortissement des vibrations, les fréquences propres de chaque matériau, la capacité d'évacuation de la chaleur.

Pour le facteur de l'architecture de la machine nous avons retenu que la structure du modèle3 a présente une rigidité paroi verticale renforcée par des raidisseurs verticaux en trapèzes qui possède une rigidité de $3,76.10^{10}$ N/mm dépassant largement la rigidité de la structure avec raidisseurs en X qui vaut $1,37.10^9$ N/mm et qui est nettement supérieure à celle du modèle de structure a raidisseurs en caisses horizontaux qui vaut $1,074.10^9$ N/mm.

Bibliographies

- [1] **E.DUC E. LEFUR**, machines-outils à commande numérique, modélisation et réglage, 16 septembre 1997
- [2] **SEBBAK AHMED**, Etude cinématique d'une machine outil à structure parallèle, mémoire de fin d'étude, génie mécanique, 15 juin 2013
- [3] **FARID BETTINE**, étude du processus d'usinage des pièces mécaniques sur les machines CNC 5 axe, mémoire de fin d'étude, génie mécanique,
- [4] **SMAIN AIB**, contribution a la récupération des performances perdues et de la précision des machines-outils, mémoire de fin d'étude, génie mécanique, décembre 2009
- [5] **NOUREDDINE BARKA**, Développement d'un système de mesure en temps réel des erreurs dans les machines-outils à axes multiples pour une compensation active, mémoire de fin d'étude, janvier 2005
- [6] **SOUFI SAMI**, étude des méthodes de contrôle des machines outils conventionnelles, mémoire de fin d'étude, 2016
- [7] **RACHID GUIASSA**, méthodes de compensation des erreurs d'usinage utilisant la mesure sur machines-outils, thèse présentée en vue de l'obtention du diplôme de philosophiae doctor (génie mécanique), décembre 2012
- [8] **WWW.SPRINGER.COM/978-1-84800-379-8J (ZULAIKA AND F. J. CAMPA**, New Concepts for Structural Components)
- [9] **GERMAN CASTILLO**, contribution méthodologique à la conception des multimatériaux : application à la définition d'un multimatériau de bâti de machine outil, thèse de doctorat, mécanique, 3 Novembre 2004
- [10] **WWW.SCRIBD.COM**, design of machine tool structure and analysis