

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE  
UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMERDES



Faculté de Technologie  
Département Génie Mécanique

## Mémoire de Master

En vue de l'obtention du diplôme de **MASTER** en :

**Filière : Génie Mécanique.**

**Spécialité : Construction Mécanique.**

### **THEME**

ETUDE ET CONCEPTION D'UN OUTIL DE  
MONTAGE ET SERTISSAGE D'UNE DOUILLE  
D'INJECTEUR.

Présenté par :

MEKKADEM ABDESLEM.

MOKEDDEM SIDALI.

Promoteur : Mr. HACHEMANE.

**Promotion 2020- 2021**

## *Remerciement*

Nous remercions Dieu le tout puissant de nous avoir donné le privilège et la chance d'étudier et de suivre le chemin de la science et de la connaissance.

Nos remerciements et notre profonde gratitude s'adressent à notre promoteur B. Hachmaine, qui a accepté de nous encadrer, ses précieuses orientations, conseils, contrôles et suivis, sa patience extrême, son assistance, et ses encouragements.

Nos vifs remerciements vont aux membres du jury d'avoir accepté de juger ce travail.

Nous tenant à remercier également le personnel de la faculté de la Technologie.

Un grand merci à tous nos enseignants depuis la première année, qui nous ont donné les bagages scientifiques nécessaires pour faire ce mémoire.

Merci beaucoup à nos familles et nos amis, pour leur soutien constant et leurs encouragements.

Enfin, nos sentiments de reconnaissance et nos remerciements vont aussi à toute personne qui a contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

# *Dédicace*

*A mon père, homme de valeurs et de principes dont la vie est synonyme d'amour et de sacrifice. Nul sentiment ne peut exprimer ma reconnaissance envers lui.*

*A ma mère, source de confiance et d'amour inconditionnel, aucune dédicace ne sera à la hauteur*

*De ses pierres incessantes durant mon parcours scolaire pour ma réussite.*

*A ma tante Nadia et toute ma famille, que ce travail soit témoignage d'une fraternité indéfectible et d'amour éternel.*

*A tous mes amis, à toute personne qui m'a donné de l'aide pendant ma carrière.*

*Sidali*

# *Dédicace*

*Je dédie ce travail*

*A ma très chère mère*

*A mon très cher père*

*Source de vie, d'amour et d'affection, qui n'ont jamais cessé, de formuler des prières à mon égard, de me soutenir et de m'épauler pour que je puisse atteindre mes objectifs.*

*A mes chères frères, Mounir et Rabie*

*Pour leurs soutiens morale pendant toute ma période d'étude*

*A mon chère binome, Sidali*

*Pour son entente et sa sympathie*

*A mes chères amies,*

*A tous ceux que j'aime et ceux qui m'aiment A.*

*Abdeslem*

## ملخص:

كان تحقيق مشروع نهاية الدراسات على مستوى شركة **كوسيدار الرام**، ولا سيما في مكتب التصميم، ووحدة المحركات والخدمات بالنسبة لنا ذات أهمية كبيرة، على المستويين العملي والنظري، وهذا سمح لنا بتوسيع نطاق أعمالنا. المعرفة في مجال التصميم. وهكذا، من خلال مشروع التخرج الخاص بنا، تمكنا من ملاحظة صعوبة تطبيق المعرفة النظرية في بيئة صناعية. بالإضافة إلى ذلك، نود أن نلاحظ أن هذه الدراسة أتاحت لنا التعرف على أنفسنا وتعريف أنفسنا ببعض وحدات البرامج المستخدمة على نطاق واسع، مثل **SolidWorks** للتصميم بمساعدة الكمبيوتر، و**ABAQUS** لمحاكاة المقاومة والتحقق والمراحل المختلفة التي يجب اتباعها للحصول على الماستر. في فتح أداة التجميع وتجعيد غلاف الحاقن. في النهاية، كان هذا العمل، بالنسبة لنا، فرصة لاتخاذ خطواتنا الأولى في مجال التصميم الواسع في المجال الصناعي، بمعنى أنه كان علينا تصميم وتنفيذ أداة تجميع وكبس لم نكن معترفاً بها من قبل لتحديد هذه المشكلة، أجرينا بحثاً حول مبدأ التشغيل للسماح لنا بتخييل حلول مناسبة وبسيطة وقابلة للتحقيق.

**مفتاح: SolidWorks، ABAQUS، أداة تجميع وكبس.**

## Résumé :

La réalisation de notre projet de fin d'études au niveau de l'entreprise **COSIDER ALREM** en particulier dans le bureau d'étude l'unité moteurs et prestations a été pour nous d'une importance capitale, tant sur le plan pratique que théorique, cela nous a permis d'élargir nos connaissances dans le domaine de conception. Ainsi, à travers notre projet de fin d'études nous avons pu constater la difficulté de mettre en œuvre les acquis théoriques en milieu industriel. De plus, nous tenons à noter que cette étude nous a permis de nous familiariser et de nous initier à certains modules de logiciels très utilisés, tel que **SolidWorks** pour la conception assistée par ordinateur, **ABAQUS** pour la simulation et vérification de résistance et les différentes étapes à suivre pour maitre en ouvre l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur. En fin, ce travail était, pour nous, une occasion de faire nos premiers pas dans le vaste terrain de conception dans le domaine industriel, dans le sens où nous étions amenés à concevoir et à mettre en œuvre un outil de montage et sertissage qui nous été totalement méconnu auparavant. Pour cerner cette problématique, Nous avons effectué une recherche sur le principe de fonctionnement pour nous permettre d'imaginer des solutions adéquates, simples et réalisables.

**Mot clé : SolidWorks, ABAQUS, outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.**

## Abstract :

The realization of our end of studies project at the level company **COSIDER ALREM** in particular in the design office, the engines and services unit was of great importance to us capital city Both practically and theoretically, this has allowed us to broaden our knowledge in the field of design. Thus, through our graduation project, we were able to observe the difficulty of

implementing theoretical knowledge in an industrial environment. In addition, we would like to note that this study allowed us to familiarize ourselves and to introduce ourselves to certain widely used software modules, such as **SolidWorks** for computer-aided design, **ABAQUS** for resistance simulation and verification, and the various steps to be followed to master the tool for mounting and crimping an injector socket. In the end, this work was, for us, an opportunity to take our first steps in the vast field of design in the industrial field, in the sense that we had to design and implement an assembly and crimping tool that was completely unknown to us before. To identify this problem, we carried out research on the operating principle to allow us to imagine adequate, simple and achievable solutions.

**Key: SolidWorks, ABAQUS, the tool for mounting and crimping an injector socket.**

# SOMMAIRE

Résumés.....	i
Sommaire.....	iii
Liste des figures.....	vii
Liste des tableaux .....	x

Introduction Générale.....	1
Présentation de l'entreprise .....	4

## **I. Chapitre 1 : Généralité.**

I.1. Introduction.....	7
I.2. Bureau d'études dans l'entreprise.....	7
I.3. Caractéristique du véhicule Iveco Trakker .....	7
I.3.1. Châssis .....	8
I.3.2. Moteur.....	8
I.3.3. Boite à vitesse .....	9
I.3.4. Culasse .....	10
I.3.5. Injection .....	11
I.3.6. Douille.....	12
I.4. Sertissage .....	14
I.4.1. Définition du sertissage .....	14
I.4.2. L'objectif de sertissage .....	14
I.4.3. L'outil de sertissage .....	15
I.4.4. Effets primaires et secondaires du sertissage.....	15
I.5. Problématique .....	15
I.6. Conclusion .....	16

## **II. Chapitre 2 : Conception de l’outil de montage et sertissage d’une douille d’injecteur.**

II.1. Introduction.....	17
II.2. Liaison Mécanique .....	17
II.2.1. Définition de degré de liberté .....	17
II.2.2. Liaison Mécanique élémentaire .....	18
II.3. Filetage .....	22
II.3.1. Profil du Filet.....	23
II.4. Bride .....	25
II.5. Description de l’outil.....	26
II.5.1. Premier élément.....	27
II.5.2. Deuxième élément .....	28
II.6. Dimension des pièces accessoires .....	29
II.6.1. Douille .....	30
II.6.2. Culasse.....	31
II.6.3. Bride .....	32
II.6.4. Injecteur .....	33
II.7. Dimensions de l’outil de sertissage .....	34
II.7.1. Élément (1) de l’outil.....	34
II.7.2. Élément (2) de l’outil.....	35
II.8. Matériaux.....	37
II.8.1. Aciers .....	37
II.8.2. Cuivre .....	40
II.9. Choix de matériaux.....	41
II.9.1. Définition.....	41
II.9.2. Choix du matériau de l’outil de sertissage .....	41
II.10. Conclusion .....	42



### **III. Chapitre 3 : Simulation et interprétation des résultats.**

III.1. Introduction .....	43
III.2. Méthode des éléments finis .....	43
III.2.1. Définition.....	43
III.2.2. Les étapes de la simulation en MEF .....	43
III.3. Le logiciel de simulation .....	51
III.4. Déterminations des chargements sur l'outil.....	51
III.5. Simulation de l'outil de sertissage .....	52
III.5.1. Dessin de l'outil .....	52
III.5.2. Introduire le matériau dans la bibliothèque du logiciel .....	54
III.5.3. Maillage de l'outil .....	56
III.5.4. Condition aux limites .....	57
III.5.5. Chargements.....	59
III.5.6. Analyses et résultats .....	59
III.6. Conclusion.....	62

### **IV. Chapitre 4 : Tolérancements**

IV.1. Introduction .....	63
IV.2. Définition de tolérancement.....	63
IV.3. Type de tolérance .....	64
IV.3.1. Tolérance dimensionnelle .....	64
IV.3.2. Tolérance géométrique.....	65
IV.3.3. Etat de surface (Rugosité).....	65
IV.4. Système ISO de tolérance dimensionnelle .....	66
IV.5. Caractéristique d'une dimension tolérance.....	67
IV.5.1. Cote nominale .....	67
IV.5.2. Cote limites .....	67
IV.5.3. Cote effective ou cote réelle .....	67
IV.5.4. Intervalle de tolérance.....	67

IV.5.5. Ecart .....	67
IV.6. Ajustements .....	68
IV.6.1. Définition .....	68
IV.6.2. Les types d'ajustement.....	68
IV.7. Tolérance géométrique.....	70
IV.7.1. Tolérance de forme.....	71
IV.7.2. Tolérance d'orientation .....	71
IV.7.3. Tolérance de position .....	71
IV.8. Choix des tolérances dimensionnelles .....	71
IV.9. Tolérance dimensionnelle .....	72
IV.10. Tolérance géométrique.....	76
IV.11. Rugosité.....	79
IV.12. Conclusion.....	79
Conclusion générale .....	81
Références bibliographies .....	82
Annexes .....	84

# LISTES DES FIGURES

**Figure 1 :** Organigramme de structuration de la société COSIDER ALREM.

## **Chapitre 1 : Généralité.**

**Figure I.1 :** Le Moteur Cursor 13.

**Figure I.2 :** La Boite de vitesses ZF 16 rapports.

**Figure I.3 :** La Culasse de Iveco Trakker F3B.

**Figure I.4 :** L'Injecteur.

**Figure I.5 :** La douille de l'injecteur.

## **Chapitre 2 : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.**

**Figure II.1 :** Les degrés de liberté.

**Figure II.2 :** liaison encastrement.

**Figure II.3 :** Liaison pivot.

**Figure II.4 :** Liaison pivot glissant.

**Figure II.5 :** Liaison glissière.

**Figure II.6 :** Liaison hélicoïdale.

**Figure II.7 :** Illustration d'une tige filetée.

**Figure II.8 :** Filets gaz.

**Figure II.9 :** Filets trapézoïdaux.

**Figure II.10 :** Filet carré.

**Figure II.11 :** Filet rond.

**Figure II.12 :** Filet métrique ISO.

**Figure II.13 :** Bride.

**Figure II.14 :** Outil.

**Figure II.15 :** Élément 1 de l'outil.

**Figure II.16 :** Élément 2 de l'outil.

**Figure II.17 :** Douille.

**Figure II.18 :** La Culasse.

**Figure II.19 :** Bride.

**Figure II.20 :** Injecteur.

**Figure II.21 :** L'Elément 1 de l'outil.

**Figure II.22 :** L'Elément 2 de l'outil.

### **Chapitre 3 : Simulation et interprétation des résultats.**

**Figure III.1 :** maillage.

**Figure III.2 :** Maillage structuré

**Figure III.3 :** Maillage non structuré

**Figure III.4 :** Maillage hybride.

**Figure III.5 :** Appui simple.

**Figure III.6 :** Char Appui double.

**Figure III.7 :** Encastrement.

**Figure III.8 :** Chargement.

**Figure III.9 :** la version de logiciel ABAQUS.

**Figure III.10 :** Dessin de la zone de contact outil-douille.

**Figure III.11 :** Dessin de l'élément (1).

**Figure III.12 :** Dessin de l'élément (2).

**Figure III.13 :** Introduction du matériau de l'élément (1).

**Figure III.14 :** Sélection du matériau de l'élément (1).

**Figure III.15 :** Introduction du matériau de l'élément (2).

**Figure III.16 :** Sélection du matériau de l'élément (2).

**Figure III.17 :** Maillage de l'élément (1).

**Figure III.18 :** Maillage de l'élément (2).

**Figure III.19 :** Condition aux limites de l'élément 1

**Figure III.20 :** Condition aux limites de l'élément 2

**Figure III.21 :** Chargement sur l'outil.

**Figure III.22 :** Champ de contrainte de vo-mises dans l'outil de sertissage (a) élément (1) (b) élément (2)

**Figure III.23 :** Champ de déplacement de l'outil de sertissage (a) élément (1) (b) élément (2).

## **Chapitre 4 : Tolérancements**

**Figure IV.1 :** Tolérance dimensionnelle.

**Figure IV.2 :** Tolérance géométrique.

**Figure III.3 :** Ajustements.

**Figure III.4 :** Type d'ajustement.

**Figure III.5 :** Ajustement avec jeu.

**Figure III.6 :** Ajustement avec serrage.

**Figure IV.7 :** Ajustement incertain.

**Figure IV.8 :** Tolérance dimensionnelle de l'élément (1).

**Figure IV.9 :** Tolérance dimensionnelle de l'élément (2).

**Figure IV.10 :** Tolérance géométrique de l'élément (1).

**Figure IV.11 :** Tolérance géométrique de l'élément (2).

**Figure IV.12 :** Rugosité de l'outil.

# **LISTE DES TABLEAU**

## **Chapitre 1 : Généralité.**

**Tableau I.1** : Nuance du cuivre

## **Chapitre 2 : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.**

**Tableau II.1** : Dimension de la douille.

**Tableau II.2** : Dimension de la culasse.

**Tableau II.3** : Dimension de la bride.

**Tableau II.4** : Dimension de l'injecteur.

**Tableau II.5** : Dimension de l'élément 1 de l'outil.

**Tableau II.6** : Dimension l'élément 2 de l'outil.

**Tableau II.7** : Avantages & Inconvénients de l'acier.

**Tableau II.8** : Avantages & Inconvénients du cuivre.

**Tableau II.9** : Nuance de l'acier.

## **Chapitre 4 : Tolérancements**

**Tableau IV.1** : Cotation tolérance.

**Tableau IV.2** : Tolérance de forme.

**Tableau IV.3** : Tolérance d'orientation.

**Tableau IV.4** : Tolérance de position.

# Introduction Générale

## **Introduction générale :**

La préparation du mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme de Master académique en technologies de production mécanique est une phase importante de la vie de l'étudiant. Le caractère expérimental de ces études implique automatiquement une implication directe des entreprises industrielles pour répondre à un besoin important afin de résoudre des problèmes d'ingénierie spécifique à l'entreprise.

Activité se déroulant au sein du bureau d'étude, la conception d'un produit a pour but de réaliser un dossier de définition qui définit complètement et sans ambiguïté le produit à partir de l'expression d'un besoin exprimé par un client (la demande client). On se rend compte immédiatement que le domaine est vaste puisqu'il dépend de l'activité dans laquelle on travaille (mécanique, hydraulique, électronique...), du domaine d'application (agro-alimentaire, aéronautique, navale...) et du projet proprement dit (machine spéciale, banc d'essais, outillage...). On ne s'intéresse ici qu'à la conception des systèmes mécaniques mais le principe abordé est applicable à d'autres domaines.

Une telle activité nécessite à la fois des connaissances techniques et des qualités personnelles inhérentes à tout travail de création. Donc une activité a deux dimensions qu'il faut être capable de gérer afin de concevoir le produit optimum dans le délai imparti de l'étude.

Bien qu'il soit courant d'entendre, notamment de la part de certains professionnels, que l'expérience est essentiellement et avant tout à la base de la pratique, la conception d'un produit, surtout s'il veut être innovant, s'appuie sur d'autres concepts et façons de faire qui donnent, au concepteur, l'état d'esprit indispensable pour mener à bien cette tâche. Concevoir un produit, c'est faire évoluer une demande client plus ou moins bien formulée vers un dossier de définition en suivant une structure bien définie. Cette structure guide efficacement le concepteur en lui laissant la plus grande liberté possible compatible avec l'avancement de son projet. C'est là qu'on retrouve le lien entre créativité et expérience technique : doit-on à chaque fois partir sur une conception nouvelle au risque de réinventer le fil à couper le beurre ou reconduire systématiquement des solutions qui ont plus ou moins bien fonctionné pour des projets antérieurs et ne pas développer un produit optimum ? C'est tout l'enjeu de la conception.

La conception de produit est le processus permettant de matérialiser des concepts, de concrétiser des objets, des biens, des équipements, ou de créer des services, des techniques, voire des systèmes complexes, différents de ceux existants, et qui proposent des réponses en adéquation avec des besoins collectifs ou particuliers, afin d'apporter un bénéfice aux usagers. La conception de produit est le déroulement intellectuel d'un individu ou d'une équipe (issu d'un projet, d'une



intention) mettant en œuvre des méthodes génériques (en référence à des procédures normalisées) ou connaissances empiriques (en référence à une démarche novatrice), associant des compétences acquises (relatives à des contraintes techniques et physiques) et facultés d'adaptation (relatives à des choix logiques et contextuels), et faisant intervenir directement ou prendre en considération divers métiers ou spécialités (marketing, design, recherche et développement, ingénierie, méthode, industrialisation, commercialisation, recyclage).

Les moyens informatiques modernes, et les logiciels dits de conception assistée par ordinateur (CAO), constituent des moyens puissants de calculs, d'analyse par simulation des structures mécaniques, dans divers secteurs. C'est le cas du secteur de l'industrie mécanique, qui a connu un énorme développement, notamment des évolutions dans la conception, et les moyens de production. Grâce à l'intervention du design dans la conception de produits. On est arrivé à créer des produits compétitifs de haute qualité, et à fort rendement énergétique, tout en respectant les facteurs essentiels, entrant dans la production, en particulier l'environnement.

La simulation ou le comportement des pièces mécaniques est lié aux propriétés des matériaux de ces dernières. Les matériaux sont caractérisés par les qualités physiques et géométriques ; qui présentent une importance particulière afin de satisfaire à des exigences précises telles que : une bonne tenue à l'usure, une grande résistance à la fatigue, un faible coefficient de frottement et une bonne résistance aux divers types de sollicitations. Ces exigences sont d'une grande importance, un non-respect entraînent des dysfonctionnements dans l'ensemble et peut entraîner des dégradations prématurées. Sachant qu'une bonne tenue des Pièces en service est conditionnée par les propriétés physiques et géométriques des matériaux et que les propriétés micro-géométriques (rugosité) ainsi que la dureté superficielle, accommodent de manière décisive le comportement et la durée de vie des organes mécaniques.

Dans le domaine industriel, la conception de produit consiste à identifier, évaluer, inventer, développer, prototyper, tester, améliorer un bien ou service nouveau ou alternatif, pour permettre de le produire en série à grande échelle, de le commercialiser sur un marché spécifique (le temps nécessaire pour ce processus étant appelé **time to market**).

Notre projet de fin d'étude, consiste à concevoir un outil de montage-sertissage d'une douille d'injecteur.

Les tâches de notre travail sont réparties comme suit :

L'étude débutera par une introduction générale, suivi d'une présentation de l'entreprise (COSIDER ALREM).

- Le chapitre 1 des manuscrits est consacré à la présentation de l'aspect général des pièces mécanique du véhicule ainsi que la problématique nécessitant cette étude ;
- Par la suite, dans un second chapitre on présentera la conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur ;
- Les calculs de résistance et les tolérancements seront traités respectivement, dans le troisième et le quatrième chapitre ;
- Enfin, notre travail s'achèvera par une conclusion générale ;

# Présentation de l'entreprise

# Présentation de l'entreprise



Cosider Alrem (filiale du Groupe COSIDER) est une société Algérienne de Rénovation, d'Entretien et de Maintenance, Cosider Alrem à un capital social de 305 000 000 DA. Le chiffre d'Affaires de l'entreprise dépasse les deux Milliards de dinars pour un effectif de 600 agents dont une centaine d'ingénieurs et plus de deux cent soixante techniciens et techniciens supérieurs.

Consciente des enjeux et de son impact sur le marché dans ses domaines d'activités, Cosider Alrem n'a pas ménagé ses efforts pour se conformer aux exigences internationales en termes de normes de qualité, du respect de l'environnement ainsi que de la santé et sécurité au travail.

Forte de son expérience, sa compétence et sa technicité, la filiale Cosider Alrem peut assurer et prendre en charge de façon régulière des prestations de service à un niveau de qualité supérieur correspondant aux exigences et attentes de ses clients. Elle dispose pour cela de trois unités de rénovation implantées à Blida, Rouïba et M'Sila ; chacune spécialisée dans un domaine spécifique. Ces infrastructures sont réparties sur une superficie de 240 000 m<sup>2</sup> dont 28 700 m<sup>2</sup> d'ateliers et 4100 m<sup>2</sup> de magasins.

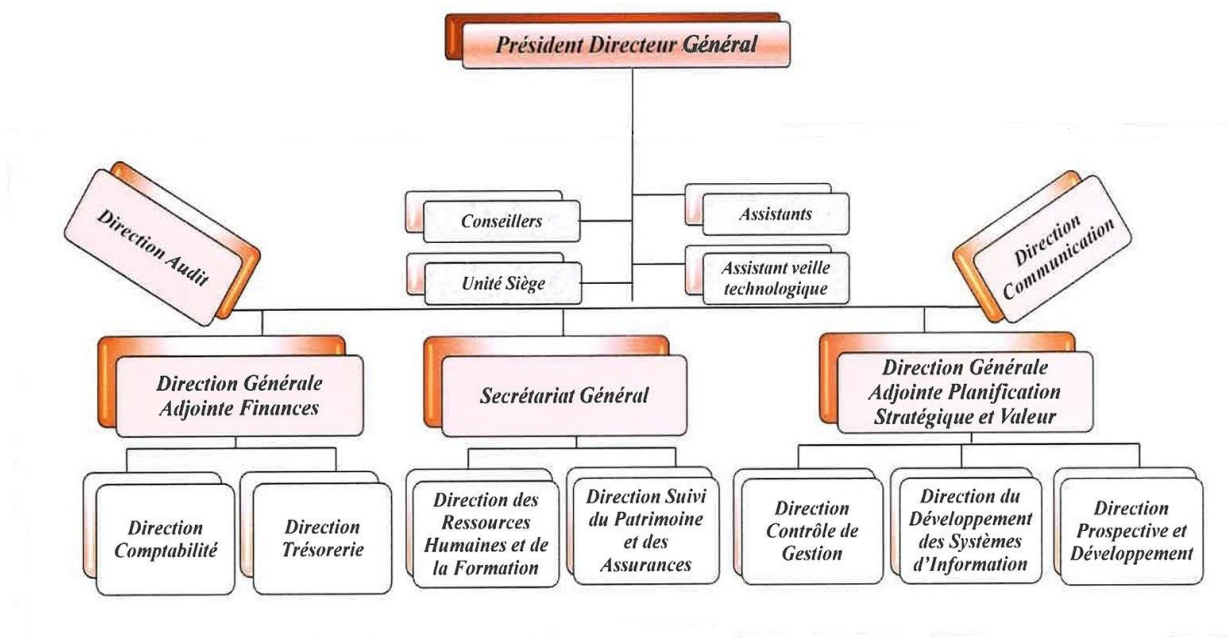
Ses moyens humains constitués d'un personnel hautement qualifié et maîtrisant parfaitement les techniques de maintenance font de la filiale Cosider Alrem un partenaire incontournable dans le domaine de la maintenance et de la rénovation des engins de travaux publics et de transport. Dans le cadre de son développement, l'entreprise a étendu ses activités à la location des matériels de travaux publics, de transport et de manutention ainsi que la formation des personnels de conduite et de maintenance.

Les perspectives de l'entreprise peuvent être résumées à travers les objectifs suivants :

- Extension des capacités de rénovation au niveau des unités existantes et acquisition ou construction de nouvelles unités dans d'autres régions (est, sud, ouest) ;

- Développement de l'activité des ateliers de la fabrication mécanique pour satisfaire efficacement la demande des clients internes et externes, en matière de pièces nécessaires à la rénovation et à la maintenance des engins de travaux publics et de manutention ; notamment les matériels ayant une moyenne d'âge dépassant les dix années de service et qui pourront être encore exploités, et pour lesquels certaines pièces spécifiques ne peuvent être acquises sur le marché que par commandes spéciales auprès des fabricants et constructeurs et à des prix et délais souvent importants ;
- Amélioration de l'activité des ateliers de chaudronnerie et de mécano-soudures pour la prise en charge efficiente des travaux de réhabilitation des organes nobles usagés des engins de travaux publics ainsi que les travaux de chaudronnerie pour la restauration des équipements de production (centrales de production de béton, postes d'enrobages et stations de concassage) ;
- Renforcement de la formation et de perfectionnement pour élever le niveau de qualification du personnel afin d'accroître la satisfaction du client et de ce fait assurer un plan de charge conséquent et régulier.

La structuration de la société nationale de COSIDER ALREM est présentée par l'organigramme de la figure ci-après



**Figure 1 : Organigramme de structuration de la société COSIDER ALREM**

### **Les principales activités de la société COSIDER ALREM :**

- Rénovation et maintenance d'engins de travaux publics, de transport et de manutention ;
- Commercialisation des pièces de rechange pour les engins suscités ;
- Formation du personnel de conduite et de maintenance des engins de travaux publics ;
- Location du matériel pour les précédentes tâches ;
- Travaux d'usinage et de fabrication mécanique des pièces de rechange pour les différents engins ;

# Chapitre 1

## Généralité

# CHAPITRE I : Généralité

## I.1. Introduction

Il ne date pas d'hier le moment où l'homme a pour la première fois utilisé un objet dans le but précis de faciliter la tâche qu'il devait accomplir avant de se lancer dans un projet au sein d'une entreprise, il paraît essentiel de commencer par connaître cette entité et ses domaines d'activité.

L'objectif de ce chapitre est de faire une généralité sur le véhicule Iveco Trakker, (dimension, poids, culasse, moteur, boîte à vitesse, performance, injecteur, douille). Ainsi que le procédé de montage de la douille d'injecteur (sertissage).

## I.2. Bureau d'études dans l'entreprise

C'est le lieu où l'on conçoit ; et s'il existe un service méconnu ou incompris dans une entreprise, c'est bien le bureau d'études. Autant le dire clairement, on ne peut pas parler de bureau d'études si on n'y a pas soi-même travaillé. Derrière l'image de personne assise toute la journée devant un ordinateur à manipuler une souris se cachent des activités à fortes contraintes et fortes responsabilités dans des délais de plus en plus courts. En effet, certains responsables d'entreprise ont décrété que le bureau d'études n'est pas un service productif, qu'il faut donc réduire au maximum les délais d'études ; l'idéal étant de supprimer les bureaux d'études ! C'est pourtant là tout se décide en termes de performance, délai et, bien sûr, de coût du produit livré chez le client. Un bureau d'étude peut être une entité à lui seul ou bien l'un des services d'une entreprise. Sa taille peut varier d'une à une certaine de personnes. Les bureaux d'études ont des façons de fonctionner différentes, voire divergentes, à cause des habitudes, de l'historique, de la structure ou bien du type de produit conçu par l'entreprise. Intégrer un bureau d'études nécessite donc des connaissances techniques et une grande qualité d'adaptation. Il n'en reste pas moins qu'ils ont tout le même but : la conception d'un produit. Il faut définir le dénominateur commun à toutes ces structures de façon à proposer une méthodologie de travail qui puisse être applicable à tous.[1]

## I.3. Caractéristique du véhicule Iveco Trakker

L'**Iveco Trakker** est un véhicule lourd, camion porteur et tracteur de semi-remorques fabriqués par le constructeur italien Iveco depuis 2004. Il remplace la gamme précédente Eurotrakker.

Ce véhicule couvre la tranche de transport au-dessus des 18 tonnes. Décliné en version 4x2, 4x4, 6x4, 6x6, 8x4 et 8x6, L'Iveco Trakker est un camion de chantier en version porteur aussi



## **CHAPITRE I : Généralité**

bien que tracteur. Son PTR (Poids Total Roulant Autorisé) peut atteindre les 72 tonnes sur le marché.

Il sert de base aux véhicules spéciaux utilisés dans le transport exceptionnel développés par SIVI (Società Italiano Veicoli Industriali), une filiale d'Iveco.

### **I.3.1. Châssis**

La durée d'un véhicule commercial, et surtout d'un poids lourd, dépend tout d'abord de la capacité du châssis de supporter des contraintes intenses et prolongées sans fatigue.

Les camions de marque Iveco sont célèbres pour la robustesse de leur châssis. Les longerons, à double goulot de bouteille avec une section en U, reliés par des traverses clouées, sont en acier spécial E 490. Les longerons sont fabriqués à partir de toles d'épaisseur entre 6.7mm et 7.7mm.

### **I.3.2. Moteur**

#### **A. Historique**

C'est en 1998 que le groupe industriel italien ouvre ses portes au public une nouvelle génération de moteurs diesel à haute performance, la nouvelle série appelée IVECO CURSOR moteur avec une configuration de 6 cylindre en ligne 4 soupapes par cylindre. Pour la première fois dans le monde, un moteur de camion avec un turbocompresseur à géométrie variable. Le fabricant du moteur et le constructeur italien Fiat qui sont familiers avec cette technique qu'il a inaugurée pour la première fois sur une voiture dès 1991 avec la Fiat Croma

#### **B. Définition**

Le moteur Cursor est un moteur à combustion interne fabriqué par Fiat-Iveco Powertrain depuis 1998. C'est en réalité une très grande famille de moteurs, fleurons du groupe Fiat, conçus pour offrir de très hautes performances aux équipements et matériels qui en sont dotés pour travailler dans des conditions extrêmes avec de faibles coûts d'exploitation et une productivité maximale. Leur conception d'origine a été assurée par les bureaux d'études Fiat-Iveco Motors intégrés dans la filiale Fiat Powertrain Industrial. Cette famille de moteurs remplace la gamme de moteurs Fiat 8210 6-cylindres en ligne et Fiat 8280 V8 qui ont été équipés avec les véhicules lourds IVECO TurboTech et TurboStar et d'autres équipements fixes ou mobiles sous la marque Fiat-AIFO pour les différents fabricants. [2]

## CHAPITRE I : Généralité

Le moteur cursor 13, qui équipe le camion Iveco Trakker 6×4, contient 6 cylindres en ligne de capacité 12880 cm<sup>3</sup> avec une puissance de 380ch. Le moteur cursor 13 est associé à un turbo à géométrie fixe de type « waste-gate ». De meme, le moteur Cursor 13 du camion Iveco Trakker 6×4 délivre un couple maximal de 1800 N.m à régime de 900 tr/min qui peut être maintenue à une vitesse de rotation de 1400 tr/min (Figure I.1)



**Figure I.1 : Le Moteur Cursor 13.**

### I.3.3. Boite à vitesse

Les boîtes de vitesses proposées sur les camions Iveco Trakker sont à l'enseigne de l'ergonomie et des performances. Leur flexibilité et leurs caractéristiques techniques vous permettent de choisir la solution la mieux adaptée à vos besoins en fonction du type de véhicule. Le Trakker peut être équipé d'une boîte de vitesse manuelle révolutionnaire à 16 rapports. Qui assure écosplit 4 ZF incorporant un système de servo-assistance « servo-shift » Qui assure des changements de rapports plus rapides et précis pour une conduite plus confortable et sûre. Les boîtes de vitesse manuelles sont l'idéal pour les types de missions du Trakker ; elles sont extrêmement fiables, augmentent la productivité et le rendement de l'engin tout en réduisant les coûts d'entretien. (Figure I.2) [3]



**Figure I.2 : La Boite de vitesses ZF 16 rapports.**

# CHAPITRE I : Généralité

## I.3.4. Culasse

### A. Historique

Certains des premiers moteurs automobiles sont équipés d'une culasse séparée du bloc-cylindres. Cependant, la structure présentant une culasse solidaire du bloc-cylindres est préférée par la plupart des constructeurs. Cette solution permet d'obtenir un ensemble plus résistant et supprime tout problème d'étanchéité. Le système de commande des soupapes, souvent placées en dehors de la culasse, est exposé à l'air et bénéficie ainsi d'un bon refroidissement et facilite leur entretien.

L'adoption de la culasse démontable élimine les bouchons et permet d'étudier avec une plus grande précision la forme de la chambre de combustion pour améliorer le rendement. La culasse conçue par Ricardo, aux environs de 1920, s'impose pour la conception de la plupart des moteurs de l'époque. Tout en conservant des soupapes latérales, elle permet d'obtenir un rapport volumétrique relativement élevé et une bonne turbulence. [4]

### B. Définition

La culasse est la pièce assurant la fermeture haute des cylindres du moteur et assurant certaines fonctions d'un moteur à pistons alternatifs. Sur de nombreux types de moteurs, les soupapes d'admission et d'échappement y sont logées. Sa forme et ses caractéristiques sont toujours étroitement liées à l'évolution des moteurs et plus particulièrement le type de distribution et la forme de la chambre de combustion. Pour être complets, certains (rares) moteurs n'ont pas de culasse, comme les moteurs à pistons opposés. (FigureI.3) [4]



**Figure I.3 : La Culasse de Iveco trakker F3B.**

# CHAPITRE I : Généralité

## Description

Il s'agit d'une pièce complexe, en fonte ou en alliage d'aluminium généralement obtenu par fonderie qui comporte le plus souvent, sur un moteur à quatre temps :

- Les conduits d'admission ;
- Les conduits d'échappement ;
- Des chambres d'eau pour les moteurs à refroidissement liquide ou de larges ailettes pour les moteurs à refroidissement à air ;

D'autre part, suivant les types de moteurs, et les technologies retenues, elle est le support des dispositifs suivants :

- Les soupapes et leur système de commande (distribution) et le sous-système de graissage associé ;
- Les dispositifs d'injection et/ou d'allumage ;
- Les dispositifs d'assemblage culasse/bloc-cylindres.

### I.3.5. L'injection

L'injection est un dispositif d'alimentation des moteurs à combustion permettant d'acheminer (directement ou en amont) le carburant dans la chambre de combustion. Préférée au carburateur, afin d'améliorer le rendement moteur, l'injection fut à l'origine exclusivement mécanique, puis améliorée par l'électronique en utilisant un calculateur électronique.

La pompe à carburant alimente le filtre Diesel qui retient les impuretés. Le combustible est ensuite pulvérisé dans chaque cylindre, par l'injecteur sous forme de microgouttelettes permettant une combustion optimale. Ce phénomène peut être amplifié grâce à une turbine amplifiant la dispersion des gouttelettes.

Dans les moteurs Diesel, la qualité de la combustion dépendra de la pulvérisation du carburant et de l'homogénéité du mélange. Les moteurs devront être équipés de systèmes d'injection capables de réaliser le mélange air carburant sous des pressions élevées. Le moteur diesel fonctionne en effet par auto-allumage : l'allumage du mélange se fait spontanément en raison de la température élevée de l'air associé à un rapport volumétrique très élevé. [5]

Les camions Iveco Trakker, exploitant l'injection électronique direct, sont équipés de l'injecteur, de marque Bosch, illustré par la figure I.4

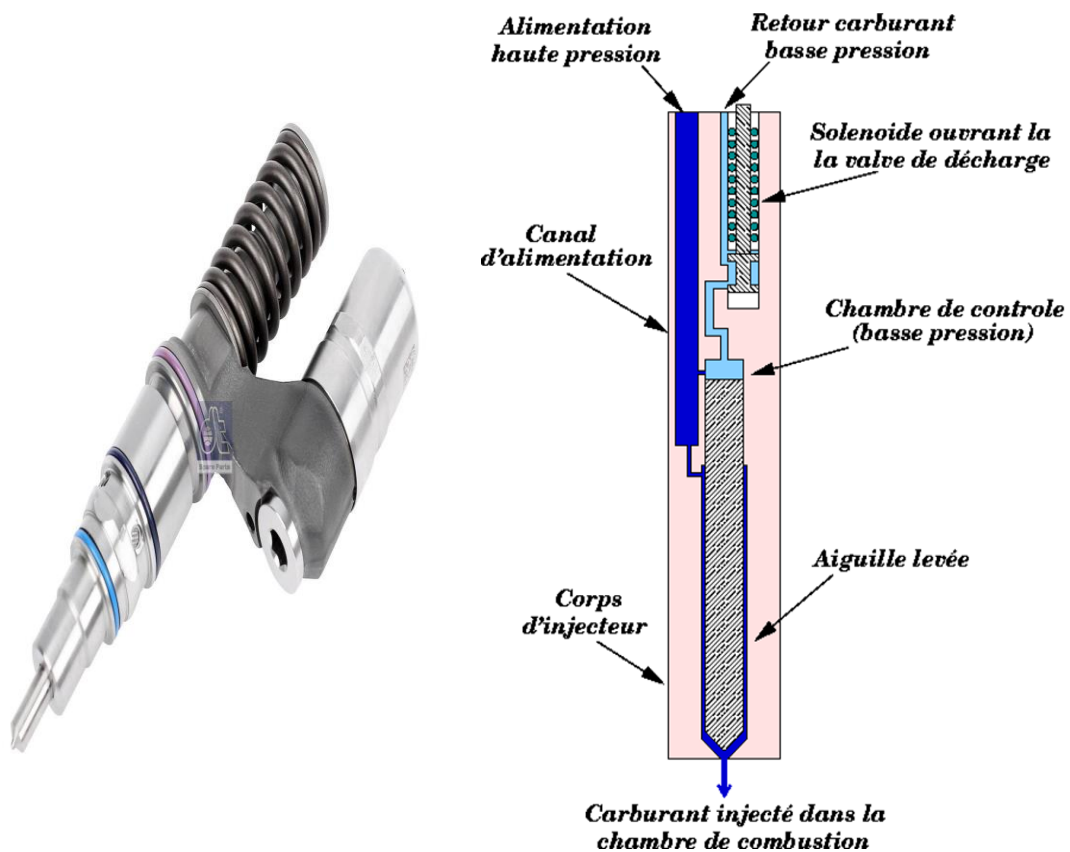


Figure I.4 : L'Injecteur.

## I.3.6. Douille

### A. Définition

Une Douille adaptée en bronze pour être montée dans une culasse d'un moteur à combustion interne. Etant donnée de la liaison partielle entre la culasse et l'injecteur, une utilisation d'une douille s'avère intéressante afin d'éviter l'usure des deux pièces suscitées. De ce fait, le rôle de la douille est similaire à celui d'un coussinet. La douille se présente sous une forme tubulaire. Ayant une zone conique dotée d'une bosse, sur sa partie interne. De même, une zone conique est constatée sur la partie externe de la douille. Il est à noter que des gorges sont prévus (logements de joints toriques d'étanchéité douille-culasse) sur ladite partie externe. La douille est produite dans un processus de formage à froid (FigureI.5).

Le matériau de la douille est de bronze est un alliage de cuivre et d'étain contient, en principe entre 3 et 20 % d'étain, la fragilité augmente avec la concentration en étain, mais les cloches contiennent 20 à 25 % d'étain, les propriétés acoustiques sont optimales entre 16 et 30% poids d'étain donc le bronze des cloches est très fragile. Le bronze est l'alliage de fonderie avec une

## CHAPITRE I : Généralité

excellente résistance à la corrosion et un bon coefficient de frottement donc une grande résistance à l'usure et de bonnes caractéristiques mécaniques (ressorts, bagues, rondelles, contacts...).



Figure I.5 : La douille de l'injecteur.

La nuance du matériau est :

Tableau I.1 : Nuance de alliage du cuivre (bronze) [6]

Nuance usuelle	Traitement de référence	
	R(min) (MPa)	Re(min) (MPa)
CW453K [Cu Sn 8]	490	390

### Cu Sn 8 :

(Cu) Alliage de cuivre corroyé

(Sn) étain 8 %

**R(min)** : Résistance minimale à la rupture par extension (MPa).

**Re(min)** : Limite minimale apparente d'élasticité (MPa).

# CHAPITRE I : Généralité

## I.4. Sertissage

### I.4.1. Définition du sertissage

Le sertissage est une technique mécanique qui, sous sa forme la plus simple, permet l'assemblage de deux pièces par déformation localisée de l'une ou des deux pour les solidariser. Par définition il conduit à un assemblage permanent, indémontable sans détérioration voire destruction des zones de liaison.

En chargement de cartouches, l'opération de sertissage, la dernière du cycle, n'est pas poussée à ce niveau puisqu'elle autorise la séparation balle-étui, mais il faut bien voir :

- qu'il s'agit d'une déformation dépassant le domaine élastique donc sa répétition écrouit le métal.
- qu'il est difficile de doser le réglage de l'outil autrement que par empirisme ou tâtonnements (l'expérience).
- que pour couronner le tout, les auteurs de manuels et guides avancent davantage d'aimables généralités que de véritables données techniques s'en tenant prudemment aux « léger, moyen ou fort » que chacun interprétera à sa guise. [7]

### I.4.2. L'objectif de sertissage

Sans aborder la discussion sur l'effet d'un sertissage sur la précision des tirs, on peut avancer les raisons suivantes qui incitent voire obligent à sertir :

- Le maintien du projectile à poste quand il est soumis à des effets d'inertie : armes semi-auto où la culasse projette la cartouche dans la chambre, chargeurs tubulaires où les munitions sont l'une derrière l'autre, revolvers dont le barillet se bloque si le projectile avance.
- Une retenue du projectile suffisamment forte pour assurer une inflammation optimale de la poudre et éviter les imbrûlés.
- La régularité de ces conditions d'inflammation d'une cartouche à l'autre obtenue par l'uniformité du sertissage.

Concernant les deux derniers points cités, il faut avoir en tête que le seul serrage élastique du collet assure tout au plus une force de retenue maximale de l'ordre de 20 kg alors que le sertissage peut la faire grimper à plus de 100 kg. Ajoutons que la régularité du serrage élastique dépend étroitement constance de la différence de diamètre collet/balle et de l'état du laiton qui peut être plus ou moins écroui.

# CHAPITRE I : Généralité

## I.4.3. L'outil de sertissage

Il existe trois sortes d'outils dont deux seulement – à mes yeux -sont de vrais sertisseurs ; en effet l'outil dit « de sertissage conique » n'en est pas un strictement parlant, car il se contente de resserrer concentriquement une enveloppe (l'étui) sur un noyau (la balle) sans créer concrètement la déformation, l'aplatissement ou l'écrasement qui caractérisent un sertissage.

Le premier outil, le classique, agit par rabattement ou roulage de l'extrémité de la lèvre du collet, c'est le « roll crimper » selon la terminologie US et l'action est obtenue par un déplacement relatif axial cet outil est bien adapté aux étuis droits dont les parois minces sont facilement déformables.

Pour le second qui effectue un « segmental crimping » ou sertissage radial, ce sont des mâchoires qui agissent par pression latérale tout autour du collet pratiquement à son extrémité. C'est également ce système qui est utilisé en usines. Le sertissage radial est destiné aux étuis à collet rétreint dont l'épaisseur de paroi est relativement forte par rapport au diamètre et où, de ce fait, le sertisseur classique est insatisfaisant. C'est ce type d'outil qui – à la limite – permet un sertissage sur des projectiles ne comportant pas de gorge.

L'outil à rouler figure dans les catalogues de tous les fabricants, mais le second n'est proposé que par LEE (factory crimping tool).

## I.4.4. Effets primaires et secondaires du sertissage

L'effet recherché, le rabattement de l'extrémité du collet dans la gorge du projectile, est obtenu par un usinage incliné (disons un chanfrein) entre les alésages correspondant au diamètre du collet et à celui de la balle. Par sa conception même il est très court et la poussée axiale induit une force transversale tendant à dilater le collet diminuant plus ou moins l'effet du serrage élastique. Ce phénomène souvent négligé conduit dans certains cas à une situation paradoxale : la balle sertie est fortement retenue, mais elle tourne dans le collet.

## I.5. Problématique

Lors du processus de montage de systèmes mécaniques, on utilise généralement un outillage pour ne pas dire un dispositif adéquat.



## **CHAPITRE I : Généralité**

Le montage de la douille d'injecteur sur la culasse se fait par une mise en place suivie par une étape de sertissage qui consiste à déformés plastiquement la douille dont une quantité de matière s'insère dans une gorge, préalablement prévue dans la culasse. L'entreprise COSIDER ALREM, réalise le montage de ladite douille d'injecteur en utilisant un moyen basé sur des coup de marteau qui s'avère une tâche difficile et lente. Pour améliorer ce processus de montage, la direction maintenance s'est plongée dans une étude de conception d'un outil qui sert à sertir la douille dans la culasse en développant moins d'énergie et nécessitant un temps court.

### **I.6. Conclusion**

Dans ce chapitre nous avons présenté un aperçu général du camion Iveco Trakker. Cette présentation a été suivie par le processus de montage d'une douille d'injecteur et la problématique induisant l'étude de conception d'un outil de sertissage de ladite douille

Dans le chapitre suivant, nous fournirons une étude de conception d'un outil de sertissage d'une douille d'injecteur.

# Chapitre 2

Conception de l'outil de montage et sertissage  
d'une douille d'injecteur.

# **CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.**

## **I.1. Introduction**

La conception consiste à décrire de manière exhaustive des produits techniques de manière à permettre leur fabrication. Cela inclut des réflexions et des conceptions avec croquis et calculs, de pièces tout en indiquant les matériaux. Les principes de base applicables à la conception sont résumés dans ce qui suit :

- Analyse des exigences de l'entreprise COSIDER ALREM ;
- Sélection des pièces élémentaires ;
- Détermination des liaisons ;
- Dimensionnement ;
- Choix de matériau ;

Ce chapitre est consacré aux étapes de la conception, en commençant par l'analyse des exigences de l'entreprise COSIDER ALREM et en terminant par le choix du matériau de l'outil de sertissage.

## **II.2. Liaison Mécanique**

Tout mécanisme comporte un certain nombre de pièces assemblées les unes avec les autres, dont certaines d'entre elles sont fixes et d'autres sont mobiles. Ces dernières doivent être réunies aux pièces fixes par des assemblages ayant pour but de les guider et de limiter leur déplacement. D'autre part, les exigences de fabrication, de montage, de transport, de réparation obligent également le constructeur à prévoir en plusieurs pièces certains organes fixes ou mobiles, d'où la nécessité d'avoir recours à de nouveaux assemblages. [8]

Une liaison mécanique entre deux solides S1 et S2 est obtenue à partir du contact d'une surface géométrique élémentaire liée à S1 sur une surface géométrique élémentaire liée à S2.

### **II.2.1. Définition de degré de liberté**

En physique, un solide rigide isolé dans l'espace peut se déplacer librement dans un mouvement qu'on peut décomposer suivant 6 transformations géométriques indépendantes (translations et rotations autour d'axes fixes dans trois directions d'une base liée à notre espace à 3 dimensions). Il en est de même d'un solide isolé par rapport à un autre référent.

Si ces solides sont liés mécaniquement, certains de ces mouvements élémentaires sont impossibles. On appelle degrés de liberté dans une liaison, les mouvements relatifs indépendants d'un solide par rapport à l'autre autorisé par cette liaison. (Figure II.1)

## CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.

Cette notion est largement employée pour l'étude des dispositifs de mise en position de pièces sur les machines-outils, l'objectif étant de solidariser complètement la pièce avec la machine avec une dispersion la plus faible possible.

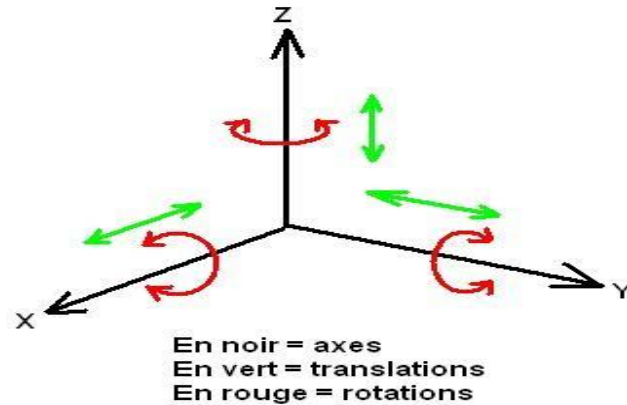


Figure II.1 : Les degrés de liberté.

### II.2.2. Liaison mécanique élémentaires

Les liaisons mécaniques sont diverses dont nous présentons les plus couramment rencontrées :

#### A. Liaison encastrement

La liaison encastrement est au cœur de la conception des systèmes mécanique. D'une part, tous les systèmes comprennent un bâti composé de pièces fixes les unes par rapport aux autres. D'autre part, les classes d'équivalences cinématiques participant à la transmission ou à la transformation de puissance, sont elles-mêmes constituées de pièces fixes les unes par rapport aux autres.

Ces liaisons encastrement peuvent être démontables, permettant ainsi d'assurer la maintenance d'une pièce ou d'une autre. Elles peuvent être aussi permanentes (ou non démontables). Dans ce cas, il faut faire appel à des Procédés d'assemblage plus ou moins difficiles à mettre en œuvre. (Figure II.2) [9]

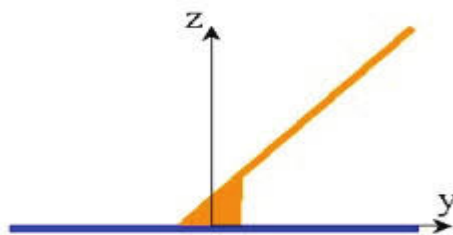


Figure II.2 : liaison encastrement.

## CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.

### B. Liaison Pivot

La liaison pivot est la plus rencontrée dans les systèmes mécaniques. Elle guide en rotation une pièce en ne permettant qu'une rotation autour de l'axe de la liaison.

La définition de cette liaison doit préciser la position de son axe, c'est-à-dire d'une droite comme pour le pivot glissant. En effet pour une porte, de la position des gonds dépend le sens d'ouverture ; de même un hayon de voiture est guidé par un pivot de direction horizontale placé en haut. S'il était en bas, on obtiendrait une porte fourragère. La seule précision de la direction est donc insuffisante.

Les réalisations les plus courantes sont basées sur le complément d'un contact cylindrique par un arrêt axial : il s'agit souvent d'un plan normal à l'axe (pivot glissant + appui plan : solution hyperstatique); dans ce cas on distingue les pivots à cylindre prépondérant (cas d'une liaison de roue par palier lisse comme sur brouette) ou plan prépondérant (cas d'un couvercle). L'idéal étant l'association d'un pivot glissant avec une liaison ponctuelle.

Cette liaison peut être aussi obtenue par la combinaison d'une liaison linéaire annulaire et d'une rotule; un schéma que l'on retrouve dans certains guidages par roulements à billes avec arrêt sur un roulement.

Dans le cas des liaisons pivots, en particulier en ce qui concerne le blocage de la translation axiale, on distingue les liaisons unilatérales des liaisons bilatérales, suivant que ce degré de liberté est supprimé dans un ou deux sens. Si pour une porte la solution unilatérale<sup>2</sup> est suffisante, il est nécessaire de maintenir la roue d'un véhicule dans les deux sens. Cette approche est, bien sûr, technologique et ne concerne pas ce propos. (Figure II.3)

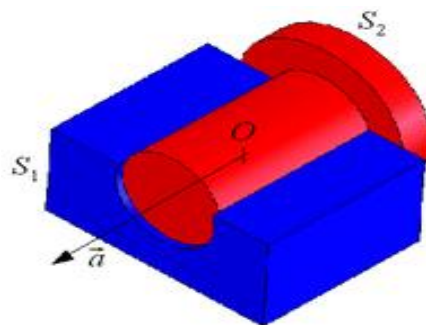


Figure II.3 : Liaison pivot.

## CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.

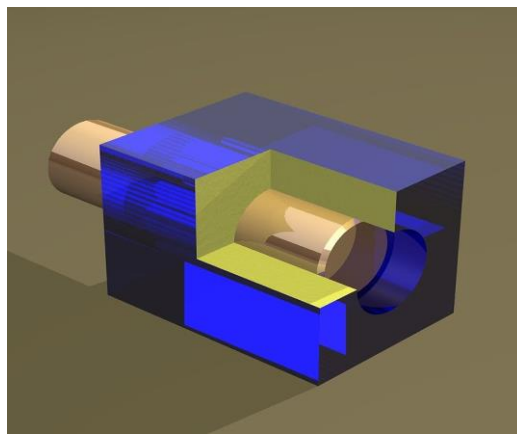
### C. Liaison Pivot glissant

La liaison pivot glissant modélise un contact cylindrique de révolution.

Elle s'obtient lorsque tous les points de contact appartiennent à un ou plusieurs cylindres coaxiaux. Les normales de contact rencontrent toutes l'axe de ces cylindres qui devient naturellement l'axe de la liaison. C'est la seule direction caractéristique.

Les leviers de vitesses des 2CV et des 4L sont liés à la planche de bord par un pivot glissant.

Cette liaison se comporte comme deux liaisons linéaires annulaires. Elle dispose de 4 degrés de liaison puisqu'elle lie les deux translations et les deux rotations transversales. Les degrés de liberté sont la translation et la rotation axiale. Si la rotation peut facilement présenter une amplitude infinie (au moins un tour), la translation se limite aux dimensions des pièces. Cependant, dans le domaine de fonctionnement observé, la modélisation est maintenue. La définition complète de cette liaison doit préciser la position de l'axe. S'agissant d'une droite, elle n'est complète que si on précise 2 points lui appartenant, ou un point et une direction. Cette direction est d'ailleurs la seule qui se distingue. (Figure II.4)



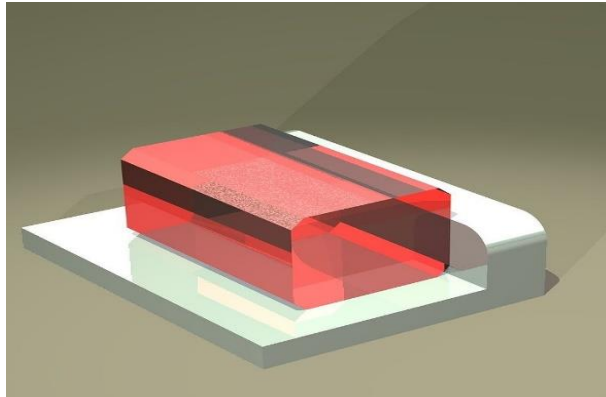
**Figure II.4 : Liaison pivot glissant.**

### D. Liaison glissière

La liaison glissière est une liaison à un seul degré de liberté dont le mouvement relatif possible entre les deux solides est une translation dont l'axe ou la direction est aussi l'axe de la liaison.

## CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.

Ce qui caractérise cette liaison, c'est l'existence d'un mouvement combiné : la rotation est simultanée à la translation dans un rapport qu'on appelle le pas de vis, d'hélice ou de filet. De ce fait, il s'agit d'un seul et même degré de liberté. (Figure II.5)



**Figure II.5 : Liaison glissière**

### E. Liaison hélicoïdale

Le coulisement d'un arbre cannelé se modélise par une liaison glissière. Si on enroule les cannelures autour de l'arbre, on se trouve en présence d'une vis dans son écrou. On parle alors de liaison hélicoïdale.

Ce qui caractérise cette liaison, c'est l'existence d'un mouvement combiné : la rotation est simultanée à la translation dans un rapport qu'on appelle le pas de vis, d'hélice ou de filet. De ce fait, il s'agit d'un seul et même degré de liberté.

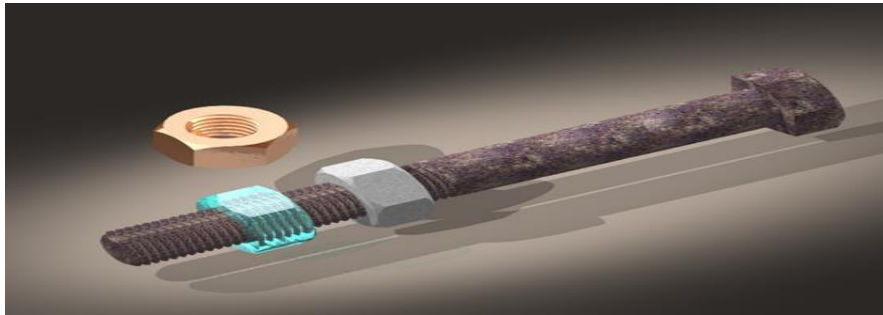
La liaison dispose donc de 5 degrés de liaison, dont les 2 translations et les 2 rotations transversales. L'autre est dû au couplage de la translation et la rotation axiale par une relation hélicoïdale de type  $x = u \cdot \theta$ . Le pas de la liaison  $p = 2\pi \cdot u$  indiquent la longueur parcourue en un tour ( $2\pi$  radians).

La définition de cette liaison doit préciser la position de son axe, le sens de l'hélice et la valeur du pas.

La considération de cette liaison est primordiale dans l'étude des dispositifs vis-écrou dont le but est de transformer un mouvement de rotation en mouvement de translation. En revanche l'étude d'un assemblage par boulons ou vis ne nécessite pas cette modélisation. Il existe des vis à billes (associées à leur écrou) destinées à la transmission de mouvement, et offrant d'excellents rendements. Le sens de l'hélice, souvent à droite, peut être inversé.

## CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.

L'ancienne schématisation (toujours valable) proposée ici permet (contrairement à la nouvelle) de distinguer les deux cas. (Figure II.6)



**Figure II.6 : Liaison hélicoïdale.**

### II.3. Filetage

Un filetage est obtenu à partir d'un cylindre sur lequel on a exercé une ou plusieurs rainures hélicoïdales. La partie restante est appelée « filet ». On dit qu'une tige est filetée et un trou est taraudé. La tige filetée est appelée « Vis » et un trou taraudé est appelé « Écrou ». [10]

Un filetage, une structure hélicoïdale, peut être utilisée par une transformation de mouvement rotation/translation et vis-écrou.

Pour qu'un écrou puisse être assemblé à une vis, les deux éléments doivent avoir les mêmes caractéristiques :

- Profil du filet
- Sens de l'hélice
- Diamètre nominal
- Nombre de filets
- Pas



**Figure II.7 : Illustration d'une tige filetée.**



## CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.

### II.3.1. Profil du Filet

Un filet est une structure hélicoïdale utilisée pour la transformation rotation/translation. Cette structure peut se trouver enrouler autour d'un cylindre plein ou creux (tige filetée : une vis, une vis creuse, un tube) ou bien à l'intérieur d'un orifice cylindrique (trou taraudé : un écrou). Le pas de vis mesure la distance entre une forme de la structure et sa plus proche répétition trouvée par translation selon l'axe du cylindre.

Il existe plusieurs types de filets. Le choix se fait en fonction de plusieurs critères :

- Fabrication ;
- Résistance ;
- Encombrement.

#### A. Filets gaz

Les filets unifiés sont à la base des filets dont le pas a une valeur impériale (en pouces) et ont un angle de pointe de  $60^\circ$ . On dit par exemple 1/2-13 pour un filet UNC dont le pas vaut 1/13 de pouce par révolution et dont le diamètre de l'arbre fileté vaut 1/2 pouce. Les filets UN les plus rencontrés sont les UNC (pas normal) et les UNF (pas fin), ces derniers se rencontrant régulièrement en construction automobile. (Figure II.8)

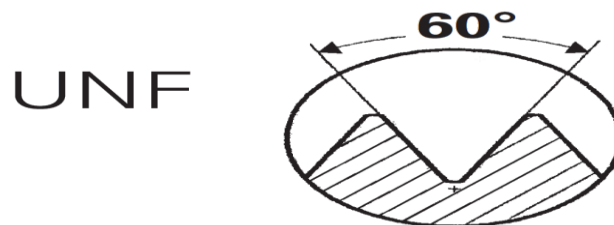


Figure II.8 : Filets gaz.

#### B. Filet trapézoïdale

Le profil trapézoïdal est utilisé pour la transmission d'efforts importants et précis : le centrage des parties coniques vis/écrou fait qu'il remplace avantageusement le filet carré. (Figure II.9)

On distingue deux sortes de filets trapézoïdaux :

- Le pas métrique avec des flancs formant un angle de  $30^\circ$ ,

## CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.

- Le système Acmé dont le pas est exprimé en pouces avec des flancs formant un angle de 29°.

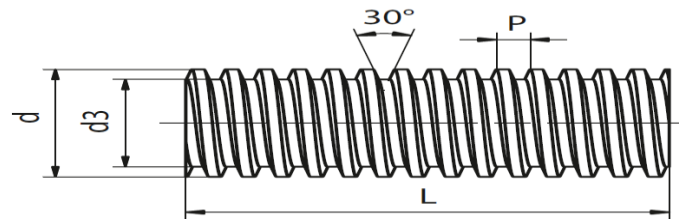


Figure II.9 : Filets trapézoïdaux.

### C. Filet carré

Le filet carré n'est pas normalisé et est de moins en moins employé. Il était couramment utilisé, car facile à fabriquer sur un tour, dans les vis de commande de machines-outils ou les outillages simples comme les étaux, presseoirs, etc.

Les vis à billes sont par ailleurs la norme sur les machines-outils à commande numérique. (Figure II.10)

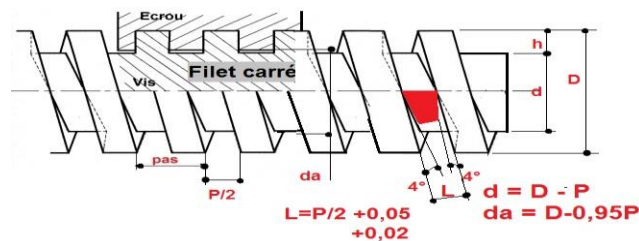


Figure II.10 : Filet carré.

### D. Filet rond

Le profil rond est utilisé pour sa résistance, et en particulier sa résistance aux chocs. Il est utilisé dans le domaine ferroviaire (attelage de wagons) et pour l'étagage métallique. (Figure II.11)

## CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.

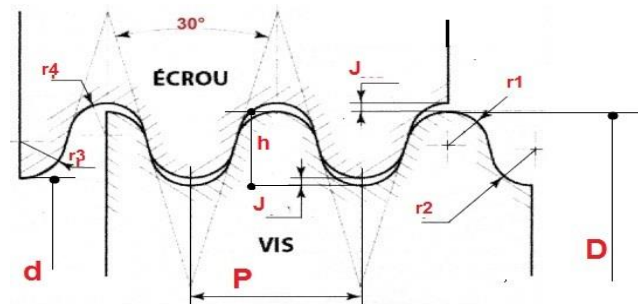


Figure II.11 : Filet rond

### E. Filet métrique ISO

Le profil isométrique utilise, comme son nom l'indique, l'unité internationale qu'est le mètre et l'angle de pointe vaut  $60^\circ$ . Il est le plus facile à fabriquer dans la plupart des régions du monde, car l'outillage pour sa fabrication est très répandu. Il existe également plusieurs classes au sein de la norme afin de répondre à l'utilisation à laquelle se destine le filet (pas moyen, fin, très fin...). (Figure II.12)

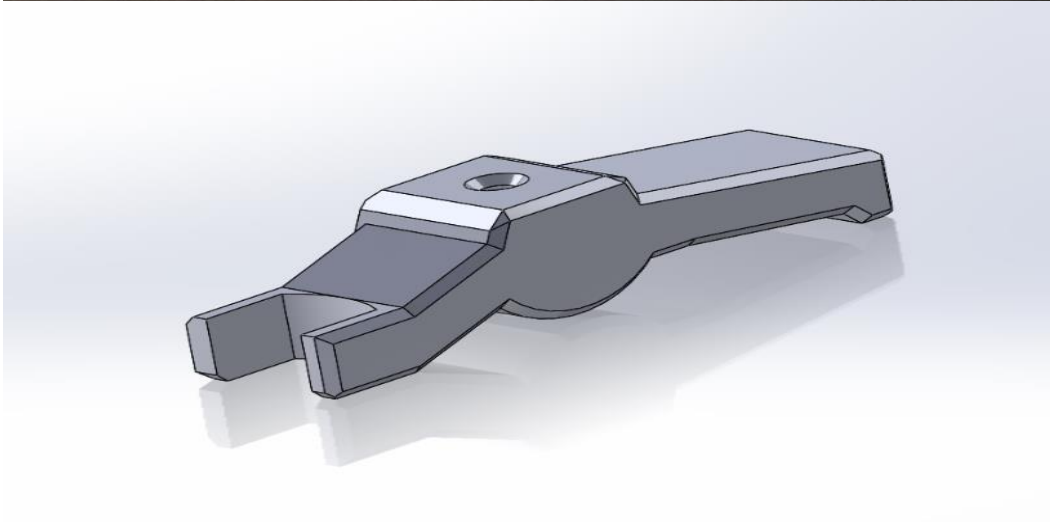


Figure II.12 : Filet métrique ISO.

### II.4. Bride

Une bride est à l'origine un lien servant à retenir et éventuellement guider. Le mot sert aussi à désigner un mécanisme de fixation ou de maintien d'un objet. Le verbe brider signifie « mettre en place un mécanisme de fixation pour tenir un objet afin de l'immobiliser en sécurité, ou de le déplacer sans le lâcher ou encore le transporter sans le perdre ». Durant le processus de sertissage de la douille de l'injecteur, l'outil qui sert à déformer cette douille doit être bloqué dans sa rotation et sa translation vers le haut par rapport à la culasse. Afin d'assurer le bridage de cet outil, une bride assemblée avec la culasse par une vis sa représentation est illustrée par la figure II.13.

## CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.



**Figure II.13 : Bride.**

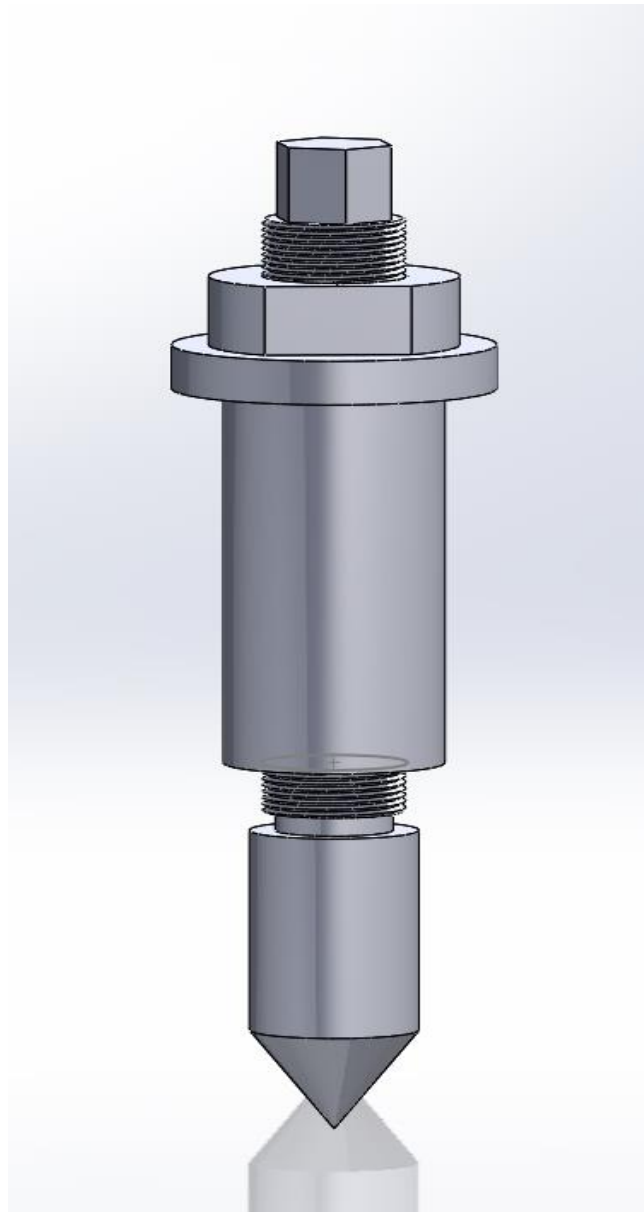
### II.5. Description de l'outil

L'outil est l'instrument de travail utilisé manuellement ou par une machine pour réaliser une opération déterminée, l'analyse du besoin définit les caractéristiques principales de l'outil, la tâche à assurer et les conditions particulières d'utilisation.

Il peut être monocorps ou constitué de plusieurs éléments. Afin d'effectuer le sertissage de la douille d'injecteur, l'outil doit se déplacer parallèlement à l'axe de ladite douille tout en exerçant un effort nécessaire à la déformation du matériau de la douille. Dans cette perspective, nous prévoyant un outil composé de deux éléments. Le premier fixe par rapport à la culasse

## CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.

alors que le second est lié au premier par une liaison hélicoïdale donc mobil par rapport à la douille et la culasse (Figure II.14)

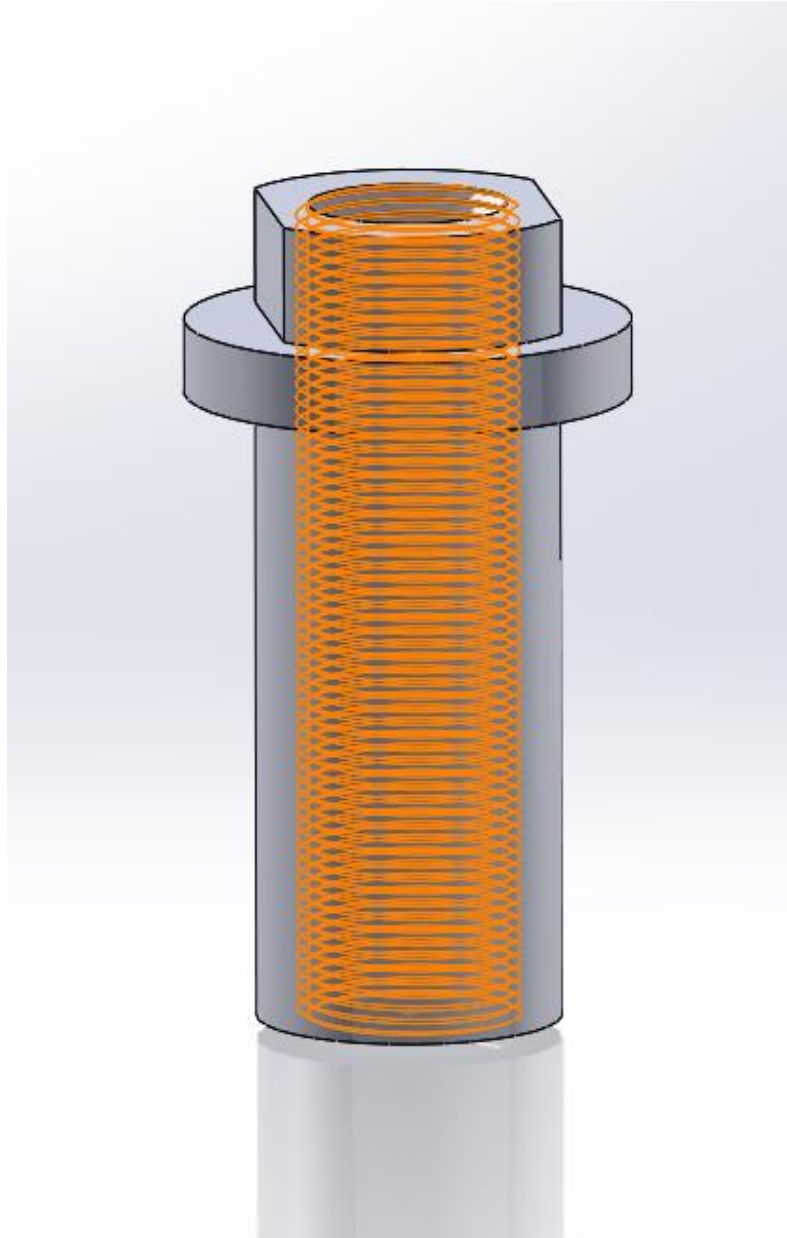


**Figure II.14 : Outil de sertissage.**

### II.5.1. Premier élément

Le premier élément est la partie fixe de l'outil, il a un corps cylindrique avec un trou avec un filet métrique, et une partie cylindrique qui butera sur la culasse. Au-dessus de cette partie cylindrique, nous préconisons une seconde zone cylindrique ayant deux méplats parallèles. Qui s'insère entre les deux fourches de la bride. (Figure II.15)

## CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.



**Figure II.15 : Élément (1) de l'outil.**

### **II.5.2. Deuxième élément**

Le deuxième élément est la partie mobile de l'outil il a un corps cylindrique plein fileté, filet métrique de diamètre M20. Il possède une tête de manipulation de forme hexagonale alors que la seconde extrémité est lisse à bout conique afin d'épouser la forme interne de la douille, et une gorge qui sépare la partie filetée et la partie lisse de l'élément. (Figure II.16)

## CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.



**Figure II.16 : Élément (2) de l'outil.**

### **II.6. Dimensions des pièces accessoires**

Avant de dimensionner l'outil de sertissage, nous présentons les dimensions des pièces accessoires qui peut influencer notre choix des dimensions de l'outil précédemment cité

## CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.

### II.6.1. La douille

Les différentes dimensions de la douille, illustrées dans la figure II.17 sont résumées dans le tableau II.1

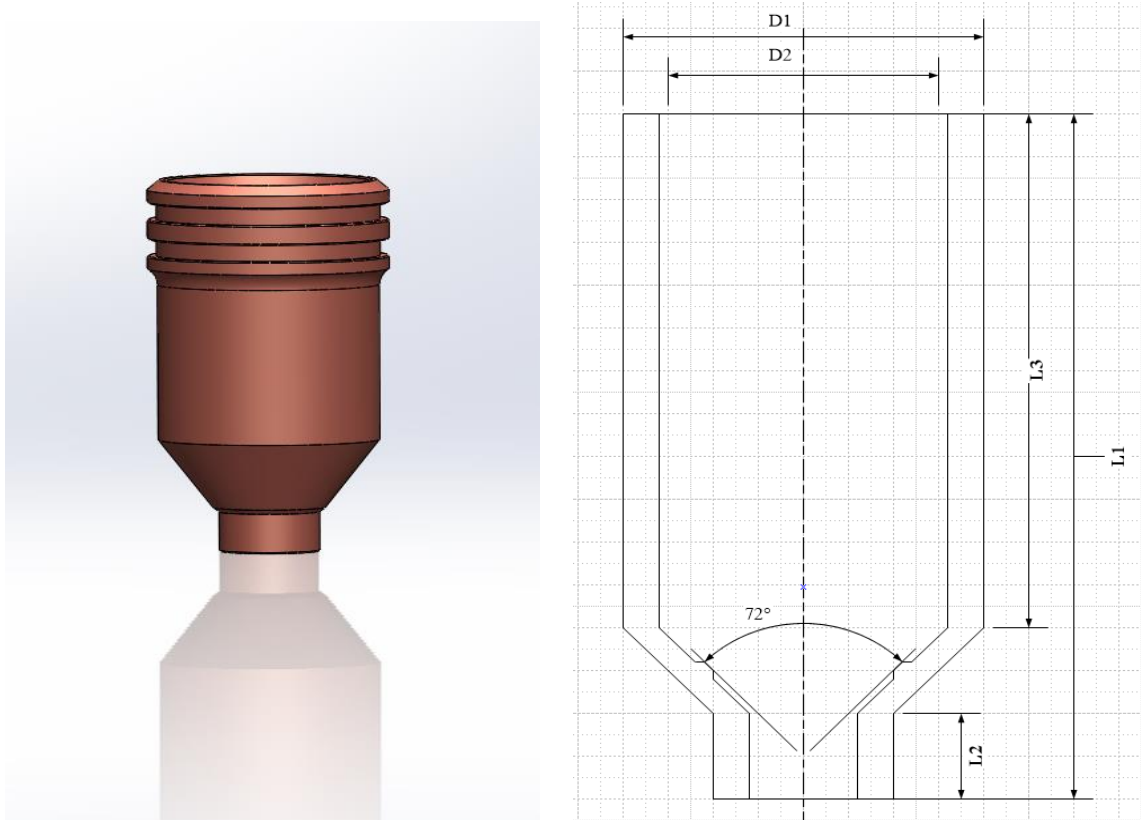


Figure II.17 : La Douille.

Tableau II.1 : Dimension de la douille.

Symbole	Grandeurs	Valeurs (mm)
D1	Diamètre externe de la douille	30
D2	Diamètre interne de la douille	23
L1	Longueur de la douille	56.5
L2	Longueur de la partie cylindrique basse de la douille	8.5
L3	Longueur de la partie cylindrique haute de la douille	37.5
$\theta 1$	Angle de la partie conique de la douille	72°



## CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.

### II.6.2. La Culasse

Les dimensions de la culasse représentée dans la figure II.18, sont regroupées partielles dans le tableau II.2

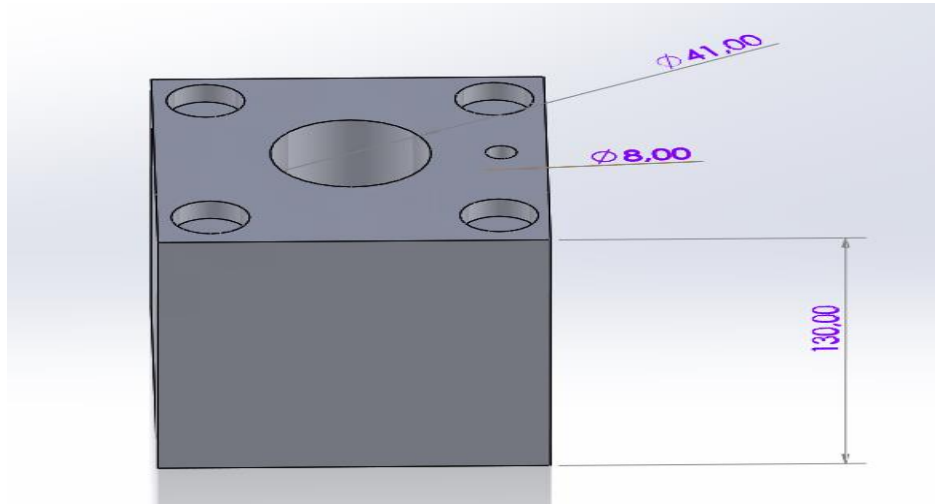


Figure II.18 : La culasse.

Tableau II.2 : Dimension de la culasse.

Symbole	Grandeurs	Valeurs (mm)
L4	Profondeur de la culasse	130
D3	Diamètre de trou de la culasse	41
D4	Diamètre de trou de fixation de la bride	8

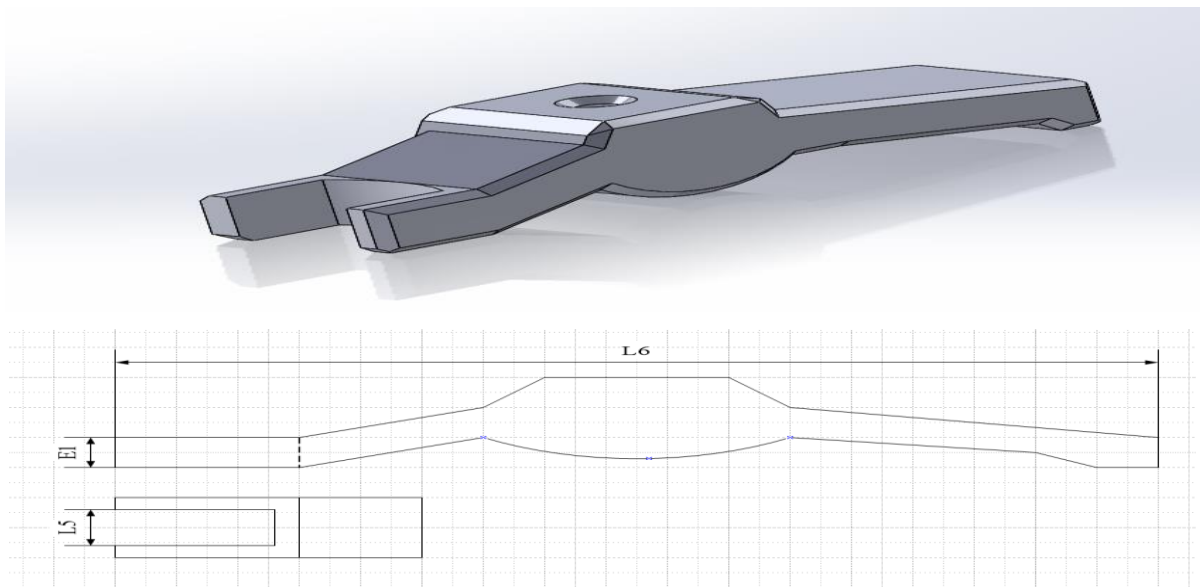
## CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.

### II.6.3. La Bride

Les dimensions caractérisant la bride (dessinée sur la figure II.19), de fixation de l'outil de sertissage sont donnée par le tableau II.3.

**Tableau II.3 : Dimension de la bride.**

Symbole	Grandeurs	Valeurs (mm)
E1	Épaisseur de fourche de La bride	16
L5	Ecartement entre les fourches de la bride.	27.4
L6	Longueur de la bride	80



**Figure II.19 : La bride.**

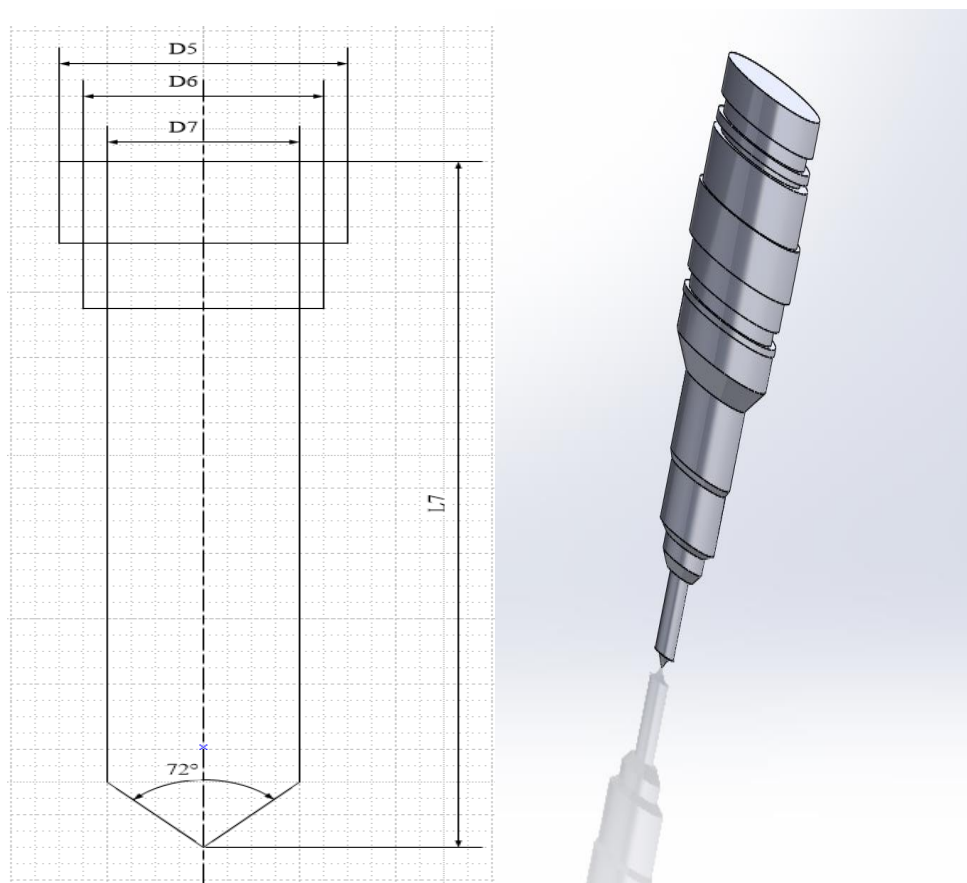
## CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.

### I.6.4. Injecteur

Les principales dimensions de l'injecteur, représenté par la figure II.20, sont résumées dans le tableau II.4

**Tableau II.4 : Dimension de l'injecteur.**

Symbole	Grandeurs	Valeurs (mm)
L7	Longueur de l'injecteur	151
D5	Diamètre de la partie cylindrique	40.9
D6	Diamètre de la partie hexagonale	34
D7	Diamètre de la partie qui entre dans la douille	23
$\Theta 2$	Angle de la partie conique	72°



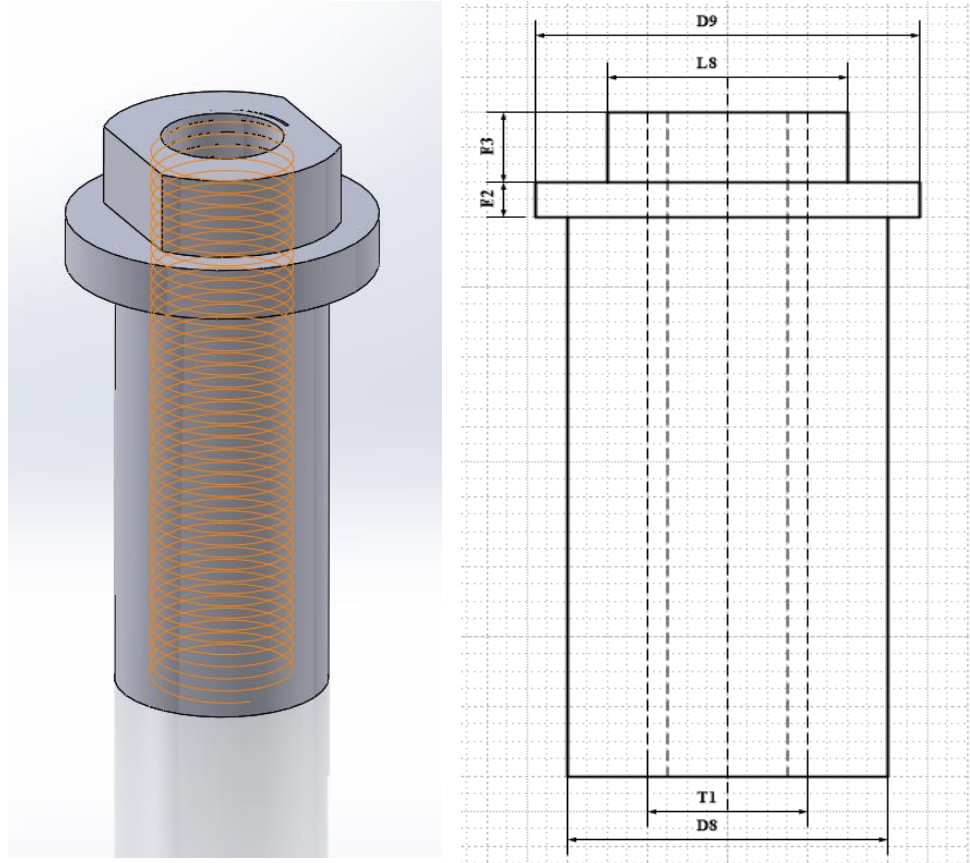
**Figure II.20 : L'injecteur.**

## CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.

### II.7. Dimensions de l'outil de sertissage

#### II.7.1. L'élément (1) de l'outil

Les dimensions de l'élément (1) de l'outil figure II.21 sont choisies en fonction de celles des pièces accessoires comme suit :



**Figure II.21 : Élément (1) de l'outil.**

- Le diamètre  $D6$  est choisi égale au diamètre  $D1$  de la douille de ce fait  $D8 = 30\text{mm}$  ;
- Le diamètre  $D9$  est sélectionner légèrement supérieur au diamètre  $D3$  de la culasse  $D9 = 44\text{mm}$  ;
- Le diamètre nominal du taraudage  $T1$  doit être inférieur au diamètre interne de la douille  $D2$  ( $T1 = M20$ ) ;
- La distance entre les deux méplats est choisie légèrement supérieur que l'écartement entre fourche de bride  $L5$  ( $L8 = 27.5\text{mm}$ ) ;
- Le diamètre de la partie supérieur de cet élément  $D10$  doit être supérieur à la distance entre les deux méplats ( $D10 = 34\text{mm}$ ) ;

## CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.

- L'épaisseur de la partie centrale est choisie en fonction d'une dimension de l'injecteur ( $E2=7\text{mm}$ ) ;
- La hauteur des méplats est inférieure à celle des fourches de la bride  $E1$  ( $E3=11\text{mm}$ ) ;

Les différentes dimensions de l'élément (1) sont regroupées dans le tableau II.5.

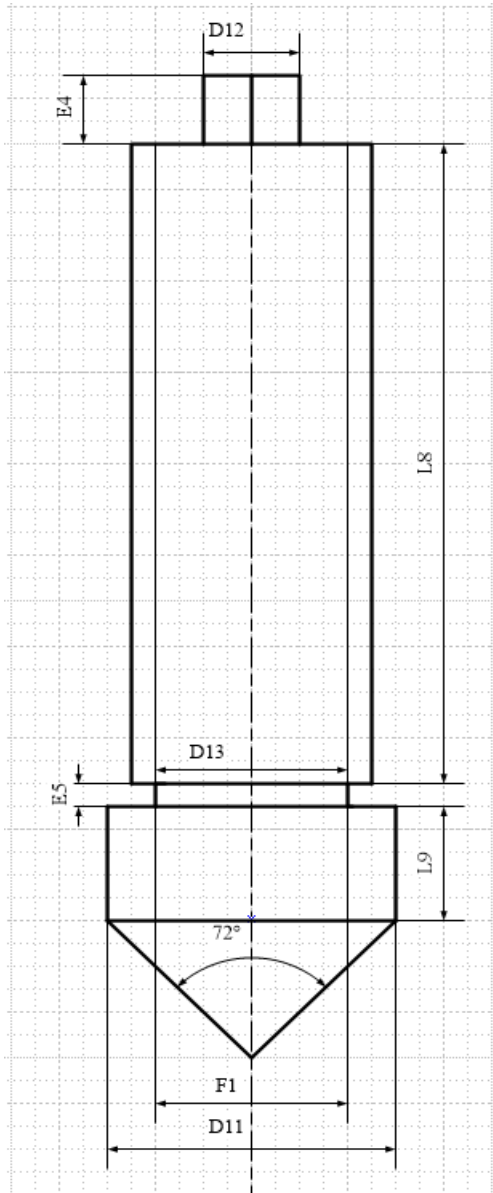
**Tableau II.5 : Dimension de l'élément 1 de l'outil.**

Symbole	Grandeurs	Valeurs (mm)
D8	Diamètre de partie 1.	30
D9	Diamètre de la partie cylindrique qui bute dans la culasse.	44
T1	Le diamètre nominal du taraudage.	M20
L8	Distance entre les méplats.	27.5
D10	Diamètre de la partie supérieur de cet élément.	34
E2	Épaisseur de la partie cylindrique qui but dans la culasse.	7
E3	Épaisseur de méplat.	11

### II.7.2. L'élément (2) de l'outil

Similairement que pour l'élément (1), le dimensionnement de l'élément (2) de l'outil de sertissage (figure II.22) établir selon les dimensions des pièces accessoires aussi bien que celles de l'élément (1).

## CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.



**Figure II.22 : L'élément (2) de l'outil**

- L'angle de conicité de la zone inférieure doit être égale à celui de la partie tronconique de la douille ( $\Theta_3 = 72^\circ$ ) ;
- Le diamètre de la partie lisse du corps de cet élément peut être égale à celui de diamètre D2 interne de la douille ( $D_{11} = 23\text{mm}$ ) ;
- Le diamètre nominal du filetage nécessite d'être égale au diamètre de taraudage T1 de l'élément (1) ( $F1 = M20$ ) ;
- Le diamètre du cylindre d'inscription de la tête hexagonale doit être inférieur au diamètre à fond de filet du filetage M20 ( $D = 15\text{mm}$ ) ;
- La hauteur de la tête hexagonale a été choisie selon l'épaisseur de la clé de manipulation ( $E4 = 12\text{mm}$ ) ;

## CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.

- La longueur de partie filetée est déterminée en fonction de la hauteur de la culasse, celle de la douille ainsi que les parties centrale et supérieur de l'élément (1) ( $L_8=95\text{mm}$ ) ;
- La longueur de la zone lisse du corp de cet élément a été prise à partir de la longueur  $L_3$  de la douille ( $L_9=32\text{mm}$ ) ;
- Les dimensions de la gorge de dégagement sont de 3mm de largeur et 16mm de diamètre ;

Les différentes dimensions de l'élément (2) sont regroupées dans le tableau II.6.

**Tableau II.6 : Dimension l'élément 2 de l'outil.**

Symbole	Grandeur	Valeur (mm)
$\Theta_3$	Angle de la partie conique	72°
D11	Diamètre de la partie lisse.	23
F1	Diamètre nominale du filetage.	M20
D12	Diamètre de la tête de manipulation.	15
L8	La longueur de la partie filetée.	95
L9	La longueur de partie lisse.	32
D13	Diamètre de la gorge.	16
E4	Épaisseur de la tête de manipulation.	12
E5	Épaisseur de la gorge.	3

### II.8. Matériaux

#### II.8.1. Aciers

##### A. Définition

Un acier est un alliage métallique constitué principalement de fer et de carbone (dans des proportions comprises entre 0,02 % et 2 % en masse pour le carbone)<sup>1</sup>.

## **CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.**

C'est essentiellement la teneur en carbone qui confère à l'alliage les propriétés de l'acier. Il existe d'autres alliages à base de fer qui ne sont pas des aciers, comme les fontes et les ferroalliages. [11]

### **B. Classification par emploi**

La désignation commence par la lettre S pour les aciers d'usage général et par la lettre E pour les aciers de construction mécanique. [6]

Le nombre qui suit indique la valeur minimale de la limite d'élasticité en mégapascals.

**Exemple : S235**

S'il s'agit d'un acier moulé, la désignation est précédée de lettre G.

**Exemple : GE 295.**

### **C. Classification par composition chimiques**

#### **Aciers non alliés**

**Teneur en manganèse <1%.**

La désignation se compose de lettre C suivie du pourcentage de la teneur moyenne en carbone multipliée par 100.

**Exemple :**

**C40**

40 : 0.40% de carbone.

S'il s'agit d'un acier moulé, la désignation est précédée de lettre G.

**Exemple :**

**GC 25**

25 : 0.25% de carbone [6]

#### **Aciers faiblement alliés**

**Teneur en manganèse  $\geq 1\%$**

**Teneur de chaque élément d'alliage < 5%**

La désignation comprend dans l'ordre :

- Un nombre entier, égale à cent fois le pourcentage de la teneur moyenne en carbone ;



## CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.

- Un ou plusieurs groupes de lettres qui sont les symboles chimiques des éléments d'addition rangés dans l'ordre des teneurs décroissantes ;
- Une suite de nombre rangé dans le même ordre que les éléments d'alliage, et indiquant le pourcentage de la teneur moyenne de chaque élément d'alliage.

Exemple :

55 Cr 3

0.55% de carbone – 0.75% de chrome.

51 Cr V 4

0.51% de carbone – 1% de chrome

Pour cette désignation, le pourcentage de vanadium n'est pas précisé. [6]

### Aciers fortement alliés

#### Teneur d'au moins un élément d'alliage $\geq 5\%$

La désignation commence par la lettre X suivie de la même désignation que celle des aciers faiblement alliés, à la l'exception des valeurs des teneurs qui sont des pourcentages nominaux réels.

Exemple :

X 30 Cr 13

0.30 % de carbone – 13% de chrome. [6]

## Avantages & Inconvénients

Les avantages & Inconvénients de l'acier sont résumé énumérées dans le tableau II.7

Tableau II.7 : Avantages & Inconvénients de l'acier.

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"><li>• La ductilité</li><li>• La faculté d'absorber l'énergie.</li><li>• L'endurance aux efforts alternés.</li><li>• La tenue en fatigue.</li><li>• Une meilleure maîtrise.</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Mauvaise résistance à la corrosion.</li><li>• Difficilement moulable.</li></ul>

## **CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.**

### **II.8.2. Cuivre**

#### **A. Définition**

Élément chimique de numéro atomique  $Z = 29$ , le cuivre est un métal rougeâtre, malléable et ductile, qui conduit bien la chaleur et l'électricité.

Il résiste à l'air et à l'eau, mais se patine lentement en présence de carbonate. Il est présent dans la nature sous forme de minerais de cuivre natif, de minerais oxydés ou sulfurés.

En métallurgie, il entre dans de nombreux alliages comme le laiton (cuivre et zinc), le bronze (cuivre et étain), le maillechort (cuivre, nickel et zinc). Ses propriétés de bon conducteur de la chaleur et de l'électricité en font un matériau très utilisé. Les sels de cuivre (sulfate, acétate, dérivés organiques) sont utilisés comme fongicides ou algicides en agriculture, pour les traitements chimiques de surface, la fabrication de peintures et de céramiques.

Le cuivre peut se retrouver dans certaines eaux à des teneurs inférieures à 1 mg/L sous forme ionique ou de complexes (cyanures, ammoniacale, produits organiques, etc.). En dehors des pollutions industrielles ou de traitements agricoles, ce métal provient habituellement de la corrosion des tuyauteries de distribution.

#### **B. Propriétés mécaniques et physiques**

Le cuivre cristallise dans le système cubique à faces centrées ( $a = 0,366$  nm). C'est, après l'argent, le meilleur conducteur de la chaleur et de l'électricité, mais cette conductivité est très affectée par les éventuelles impuretés (phosphore, arsenic et aluminium notamment). Les atomes étrangers déforment le réseau et rendent plus difficile le transport des électrons.

Les caractéristiques mécaniques du métal pur sont moyennes ; elles le situent loin derrière l'acier, mais avant les métaux mous (zinc, plomb, étain). Sa dureté est 3 dans l'échelle de Mohs, la résistance à la traction est faible et l'allongement important. Les propriétés mécaniques du cuivre sont assez favorables à la mise en forme à chaud et à froid.

Le cuivre et ses alliages présentent cette intéressante particularité que leurs caractéristiques mécaniques s'améliorent lorsque la température baisse. De là leur utilisation comme matériaux cryotechniques dans l'industrie des gaz liquéfiés.

## CHAPITRE II : Conception de l’outil de montage et sertissage d’une douille d’injecteur.

### C. Avantages & Inconvénients

Les avantages & Inconvénients de cuivre sont résumé énumérées dans le tableau II.9

**Tableau II.8 : Avantages & Inconvénients du cuivre.**

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"><li>• Aptitudes à la constitution d’alliage.</li><li>• Excellent conducteur électrique et thermique.</li><li>• Imperméable et résistant à la corrosion.</li><li>• Effets bactériostatique et fongicide.</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Propriétés mécaniques faibles.</li><li>• Masse volumique <math>\rho = 8960 \text{ kg/m}^3</math>.</li><li>• Usinabilité limitée.</li><li>• Ressource non renouvelable.</li></ul>

## II.9. Choix de matériaux

### II.9.1. Définition du choix de matériaux

Le choix des matériaux est une tâche fondamentale et très complexe. En effet, dans un nombre important de cas, il ne concerne pas seulement un aspect purement technique répondant à des exigences fonctionnelles, mais aussi à des attentes relevant des préférences des utilisateurs dans le cadre d'un marché spécifique. Ainsi, le choix des matériaux doit être analysé sous l'angle de l'ingénierie de matériaux, mais aussi sur celle du design industriel, et tenir compte de toutes les informations qui lui seront associées.

### II.9.2. Choix du matériau de l’outil de sertissage

Lors du sertissage de la douille de l’injecteur, cette dernière doit subir une déformation plastique équivalente à une contrainte qui se trouve dans la zone plastique du matériau de la dite douille à savoir le bronze (CW453K). De ce fait, le choix du matériau de l’outil de sertissage d’oriente vers un acier mi dur dont la teneur en carbone varie entre 0.40% et 0.60%, et particulièrement l’acier ayant la nuance 51Cr V4. Les principales caractéristiques mécaniques du matériau 51Cr V4 sont regroupées dans le tableau II.9.

## CHAPITRE II : Conception de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur.

**Tableau II.9 : Nuance de l'acier.**

Nuance	Traitement de référence					
	C (%)	Cr (%)	R (MPa)	Re (MPa)	E (GPa)	$\nu$
51 Cr V 4	0.51%	1%	1180	1080	210000	0.28

### 51 Cr V 4 :

0.51 % de carbone – 1 % de chrome

**R(min)** : Résistance minimale à la rupture par extension (MPa).

**Re(min)** : Limite minimale apparente d'élasticité (MPa).

**E (GPa)** : Module de young.(GPa).

**$\nu$**  : Coefficient de poisson.

### II.10. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons abouti à une conception de l'outil de sertissage en décrivant sa géométrie et en décrivant toutes ses dimensions sans oublier de choisir son matériau de constitution.

Dans le suivant chapitre, nous abordons une simulation du comportement de l'outil lors du sertissage de la douille de l'injecteur. De même, une analyse des résultats sera effectuée.

# Chapitre 3

## Simulation et interprétation des résultats

## **CHAPITRE III : Simulation et interprétation des résultats.**

### **III.1. Introduction :**

Ce chapitre est destiné à l'analyse de la simulation du comportement de l'outil de sertissage. Cette analyse est faite sur la base de l'interprétation du champ de contraintes, de déformations et de déplacements dans les deux éléments composant cet outil.

Néanmoins, avant d'entamer la présentation de la simulation, nous la donnons une description de la méthode des éléments finis (MEF). Ainsi que le logiciel adopté pour effectuer la dite simulation.

### **III.2. Méthode des éléments finis :**

#### **III.2.1. Définition :**

La méthode des éléments finis (MEF) est une méthode d'approximation numérique de solutions de problèmes aux limites statiques ou dynamiques telles que : diffusion thermique – mécanique des milieux continus (solides et fluides) – électromagnétisme ainsi que tous les problèmes d'équations aux dérivées partielles (EDP) aux limites. Il s'agit, comme dans toutes les méthodes numériques, de trouver une approximation discrète. L'appellation éléments finis vient de la décomposition du domaine d'étude en éléments : ils sont souvent représentés par un maillage. Aujourd'hui, les éléments finis sont un outil majeur, incontournable en mécanique (fluides et solides, interactions, structures), et applicable dans de nombreux domaines impliquant des problèmes aux dérivées partielles aux limites. De nombreux codes Industriels (soldeurs) existent et sont généralement couplés à un logiciel de CAO. Citons par exemple Ansys, SolidWorks, Abaqus, Robot, Code-Aster, Cast3M et bien d'autres.

#### **III.2.2. Les étapes de la simulation en MEF :**

La simulation en MEF est une modélisation géométrique et mécanique du comportement d'une pièce de forme complexe qu'il n'est pas aisé de déterminer moyennant la méthode de RDM (Résistance Des Matériaux) classique.

La simulation en MEF passe par plusieurs étapes qui sont comme suit :

- Le dessin de la pièce ;
- Introduire ou choisir le matériau dans la bibliothèque de logiciel ;

## CHAPITRE III : Simulation et interprétation des résultats.

- Maillage de la pièce ;
- Les conditions aux limites ;
- Le chargement ;
- Analyses et interprétations des résultats.

### A. Dessin de la pièce

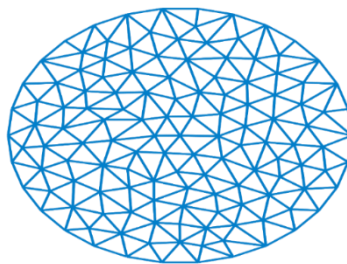
Le dessin de la pièce consiste à donner les caractéristiques géométrique et dimensionnelle de cette dernière selon des normes de représentation internationales.

### B. Le matériau de la pièce

Le matériau de la pièce est à sélectionner dans une bibliothèque du logiciel de simulation si cette dernière existe. Dans le cas échéant, les principales caractéristiques mécaniques du matériau de la pièce doivent être définies.

### C. Le maillage

Le maillage est une opération de génération d'une grille 2D de l'image par définition d'une partition, en éléments polygonaux, basée sur des caractéristiques homogènes pour la représentation réduite des données de cette image. Le but de cette opération est que l'image approchée par cette représentation soit la plus fidèle possible à l'image originale. Les sommets des polygones sont appelés nœuds et ces nœuds sont reliés entre eux par des arcs.



**Figure III.1 : Maillage.**

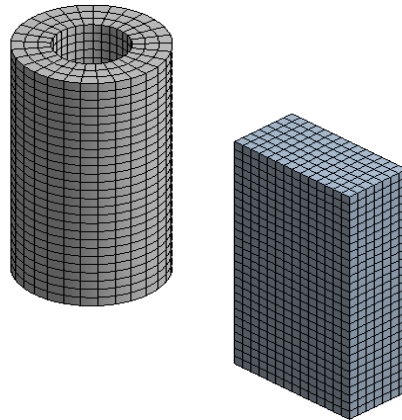
Il existe trois grandes classifications des maillages : les maillages structurés, les maillages non structurés et les maillages hybrides.

#### a. Maillage structuré

Un maillage structuré se caractérise par un patron qui se répète, un nombre identique d'éléments autour de chaque nœud interne et une numérotation ordonnée des éléments. Les

## CHAPITRE III : Simulation et interprétation des résultats.

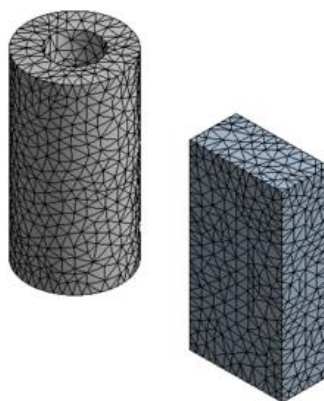
maillages structurés ont moins de risque de contenir des éléments distordus. Alors, il y a une meilleure continuité des résultats à travers le maillage. (Figure 38) [20,21]



**Figure III.2 : Maillage structuré**

### b. Maillage non structuré

Les caractéristiques des maillages non structurés sont l'absence de patron, un nombre d'éléments autour des nœuds qui varie et une numérotation aléatoire des éléments. Ce qui amène comme désavantage une connectivité explicite nécessitant plus de mémoire et d'espace disque, plus lent en temps de calcul, pas d'ordre entre la numérotation donc, plus difficile à déboguer. En revanche, ce type de maillage s'automatise facilement et il est très robuste. La figure 39 montre des exemples de maillages non structurés, dont un maillage obtenu à partir d'une triangulation de Delaunay. [22] (Figure 39).



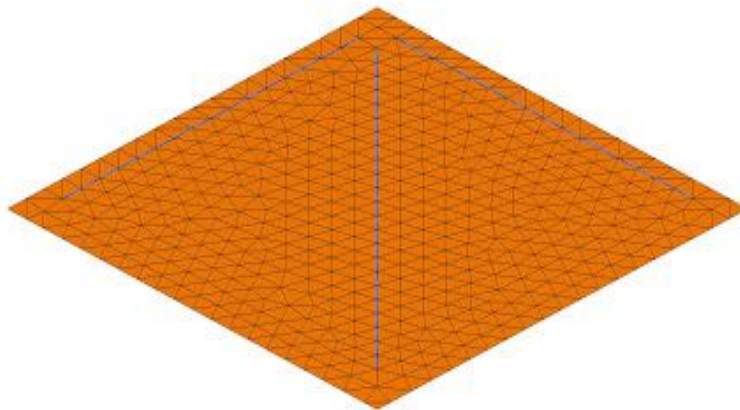
**Figure III.3 : Maillage non structuré**



## CHAPITRE III : Simulation et interprétation des résultats.

### c. Maillage hybride

Les maillages hybrides comprennent plusieurs types d'éléments, par exemple, une combinaison d'éléments triangulaires et quadrangulaires. Ce type de maillage est surtout utilisé pour discrétiser des problèmes complexes de la mécanique des fluides. Les éléments à quatre nœuds couvrent les régions près des surfaces de contact et les triangles discrétisant le reste du domaine d'analyse. Ce dernier point confirme encore une fois le choix des éléments quadrangulaires pour une précision accrue, comme sur le voisinage d'un solide en mécanique des fluides. Les maillages hybrides comprennent aussi certaines régions structurées et d'autres non. Il arrive que les maillages deviennent non-structurés pour mieux représenter les frontières ou encore pour augmenter la précision en diminuant la taille des éléments en raffinant localement. [23,24,25] (Figure III.10).



**Figure III.4 : Maillage hybride.**

Un découpage artificiel (par l'imagination) d'un milieu continu en éléments finis permet d'isoler un de ces éléments pour l'étudier et établir les caractéristiques. L'identification d'un élément fini comprend les points suivants :

- Géométrie : un élément fini peut être un segment de droite ou de courbe, triangle ou quadrilatère (plan ou courbe), tétraèdre, prismes ou hexaèdre (brique). Les frontières entre les éléments peuvent être respectivement des points, des segments de droite ou de courbe, des faces planes ou courbes.
- Matériau : le matériau de l'élément est défini par une loi de comportement (loi de Hooke isotrope ...etc.).

## CHAPITRE III : Simulation et interprétation des résultats.

- Nœuds : les nœuds définissent la géométrie et assurent la connexion des éléments les uns aux autres. Ils occupent les sommets, les extrémités, les milieux des arêtes et faces...etc.
- Degrés de liberté : la fonction d'approximation (en général le champ de déplacements ou champ de potentiels) est exprimée en fonction des valeurs particulières qu'elles prennent aux nœuds, valeurs qui deviennent les inconnues nodales. L'union, par leurs degrés de liberté nodaux communs des différents éléments adjacents, permet de reconstituer la solution complète (assemblage) tout en veillant à respecter certaines règles, dites critères de convergence.
- Forces nodales : à travers les nœuds transitent des forces associées aux degrés de liberté. Elles sont dues aux charges appliquées à l'élément (poids propre, charge uniforme, température ...etc.)

Ces paramètres d'identification permettent de construire les deux caractéristiques clés d'un élément fini qui sont sa matrice de rigidité et son vecteur force.

On peut classer, les différents types d'éléments finis suivant leur géométrie comme suit :

- Les éléments unidimensionnels : barres, poutres rectilignes ou courbes utilisées de façon individuelle ou associées à des plaques pour modéliser les raidisseurs dans un voile ;
- Les éléments bidimensionnels : élasticité plane, plaque en flexion, coques courbes, de forme triangulaire ou quadrangulaire ;
- Les éléments tridimensionnels : éléments de volume ou coques épaisses ;
- Les éléments axisymétriques : qui constitue une classe bien particulière : tores à section triangulaire ou quadrangulaire, coques coniques ou méridienne courbent.

Les éléments doivent s'adapter à la nature du problème à traiter, c'est-à-dire respecter les hypothèses et se conformer aux caractéristiques de la modélisation. Certains programmes offrent un choix très vaste, d'autres très limités. Il convient donc de passer en revue les particularités essentielles des éléments disponibles :

- Modèle (déplacement, équilibre, mixte ... ) ;
- Convergence (critères et taux) ;
- Degré (des divers champs) ;
- Nœuds, et inconnues aux divers nœuds ;
- Compatibilité des éléments les uns avec les autres ;
- Performances et limitations.

Un bon élément fini doit réunir les propriétés suivantes :

## CHAPITRE III : Simulation et interprétation des résultats.

- Aucun défaut de base (mécanisme...);
- Convergence rapide ;
- Bonne précision, déjà dans un maillage grossier ;
- Qualités de convergence et précision conservée pour une distorsion raisonnable ;
- Vecteurs forces consistantes ;
- Souplesse d'emploi ;
- Connexion (conforme) possible avec d'autres modèles ;
- Dérivation théorique simple et claire ;
- Programmation efficace et limpide.

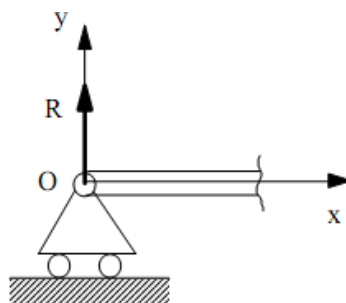
### D. Condition aux limites

En mathématiques, une condition aux limites est une contrainte sur les valeurs que prennent les solutions des équations aux dérivées ordinaires et des équations aux dérivées partielles sur une frontière.

Les efforts exercés se ramène à trois cas types :

#### a. Appui simple

Ce type d'appui, laisse à la structure toute liberté de pivoter autour de O (extrémité de la poutre) et de se déplacer perpendiculairement à la droite joignant les points de contact. Si on néglige les frottements, la réaction d'appui a la direction de la droite précitée, et introduit une seule inconnue dans l'étude de la poutre.



**Figure III.5 : Appui simple.**

## CHAPITRE III : Simulation et interprétation des résultats.

### b. Appui double

Matérialisé par une rotule. Cet appui autorise les rotations d'une extrémité de la poutre ou d'un des éléments constituant la structure. La direction de la réaction  $R$  est inconnue, mais la ligne d'action passe par le centre de l'articulation. L'articulation introduit 2 inconnues, par exemple les projections sur deux directions du plan moyen.

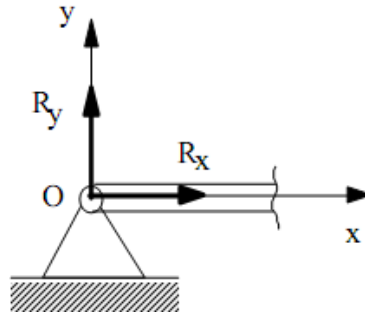
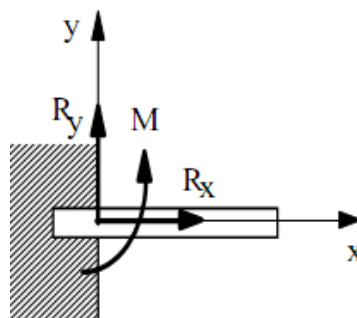


Figure III.6 : Appui double.

### c. Encastrement

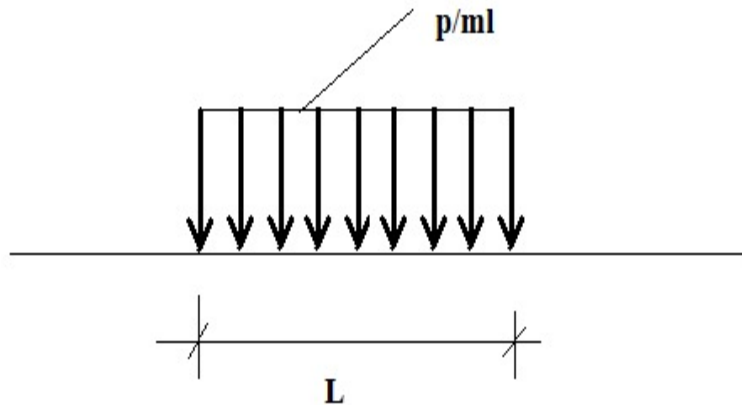
L'encastrement interdit tout déplacement de la section droite de l'appui. Sa réaction est une force de densité variable répartie sur toute l'étendue de la section. En vertu du principe de Saint Venant, ces forces peuvent être remplacées par leur résultante générale  $R$ , et leur moment  $M$  rapportés au centre de gravité  $G$ . Ce type d'appui introduit donc 3 inconnues, les deux projections de  $R$  sur deux axes du plan moyen et l'intensité du moment  $M$  qui est perpendiculaire au plan moyen.



**Figure III.7 : Encastrement.**

### E. Le chargement

Un chargement qui subit n'est que les efforts appliqués sur cette dernière. Ces efforts peuvent se présenter sous formes de forces (ponctuelles ou réparties) aussi bien que sous la grandeur d'un moment (ponctuelle ou répartir).



**Figure III.8 : Chargement.**

### F. Analyse et interprétations des résultats :

L'analyse du comportement d'une pièce peut être de deux types : statique ou bien dynamique

.

Dans une analyse statique, on résout le système d'équation  $[\mathbf{K}]\{\mathbf{U}\} = \{\mathbf{F}\}$  avec :

$[\mathbf{K}]$  : Matrice de rigidité ;

$\{\mathbf{U}\}$  : Vecteur déplacements nodaux ;

$\{\mathbf{F}\}$  : Vecteur chargement nodal.

Alors que, pour analyse dynamique, on s'intéresse au système  $[\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{U}}\} + [\mathbf{C}]\{\dot{\mathbf{U}}\} + \{\mathbf{F}\} = 0$  où :

$[\mathbf{M}]$  : matrice masse ;

$\{\ddot{\mathbf{U}}\}$  : Vecteur accélération ;

## CHAPITRE III : Simulation et interprétation des résultats.

[C] : Matrice amortissement ;

{U} : Vecteur vitesse.

Quand à l'interprétation des résultats de la simulation, elle se présente sous la forme d'illustrations des champ de contraintes, de déformation et de déplacements. Ces illustrations seront suivie par une étape de vérification de résistance.

### III.3. Le logiciel ABAQUS :

ABAQUS est un code de calcul par éléments finis. Il permet, entre autres, de réaliser des simulations du comportement de pièces ou de structures impliquant des éléments en polymères ou en élastomères : prise en compte des non-linéarités, des grandes déformations, couplage avec les effets de température. Il est ainsi possible de réaliser des analyses en statique, ou en dynamique, par exemple pour des problématiques d'étanchéité, des analyses vibratoires...[26] (Figure 41)

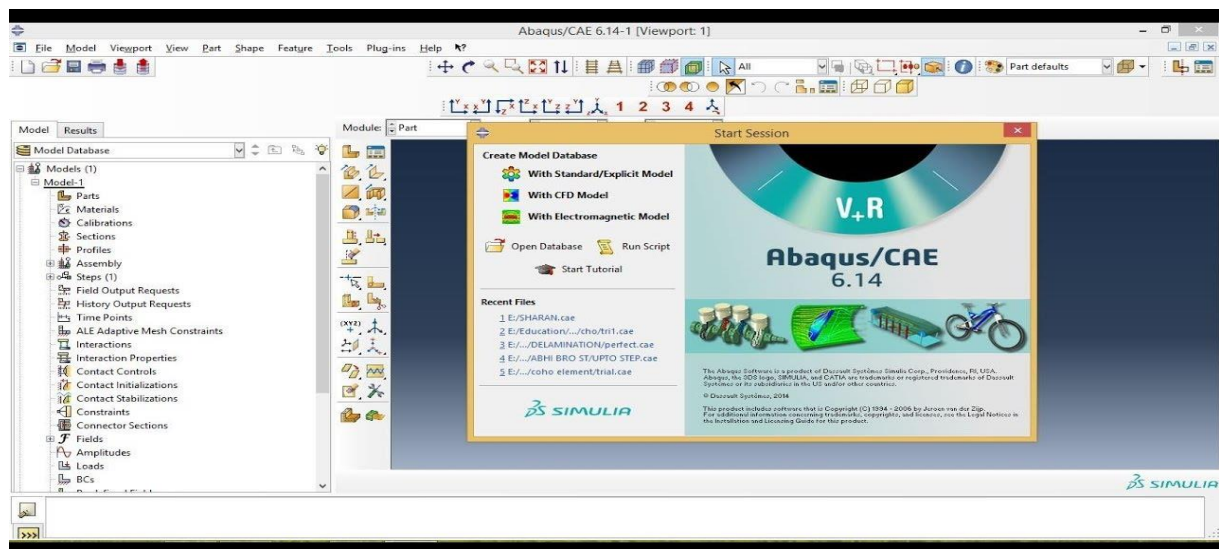
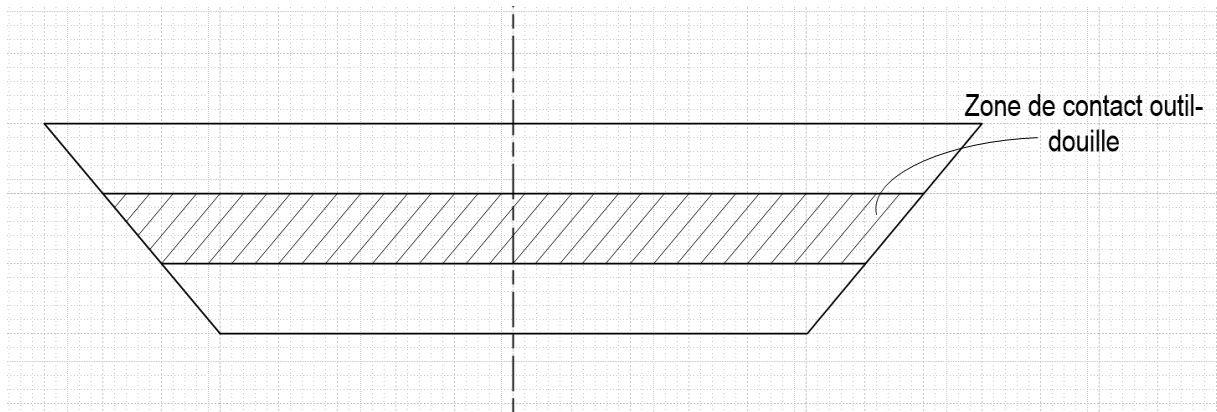


Figure III.9 : la version de logiciel ABAQUS.

### III.4. Déterminations du chargement sur l'outil

Le chargement subit par l'outil de sertissage se résume à une pression appliquée sur l'élément (2) de cet outil. Cette pression choisie égale à la contrainte plastifiant la douille de l'injecteur, s'exerce sur la surface de contact troc-conique afin de s'assurer de la plastification de la douille, ou sélectionner une valeur de contrainte moyenne du domaine [Re, R] du matériau de cette douille (bronze CW453K) cette valeur est estimée égale à 440MPa

## CHAPITRE III : Simulation et interprétation des résultats.



**Figure III.10 : Dessin de la zone de contact outil-douille.**

### III.5. Simulation de l'outil de sertissage

#### III.5.1. Dessin de l'outil

Les éléments de l'outil de sertissage, représentée moyennant le logiciel ABAQUS, sont illustrés par les figures III.11

## CHAPITRE III : Simulation et interprétation des résultats.

### Élément 1

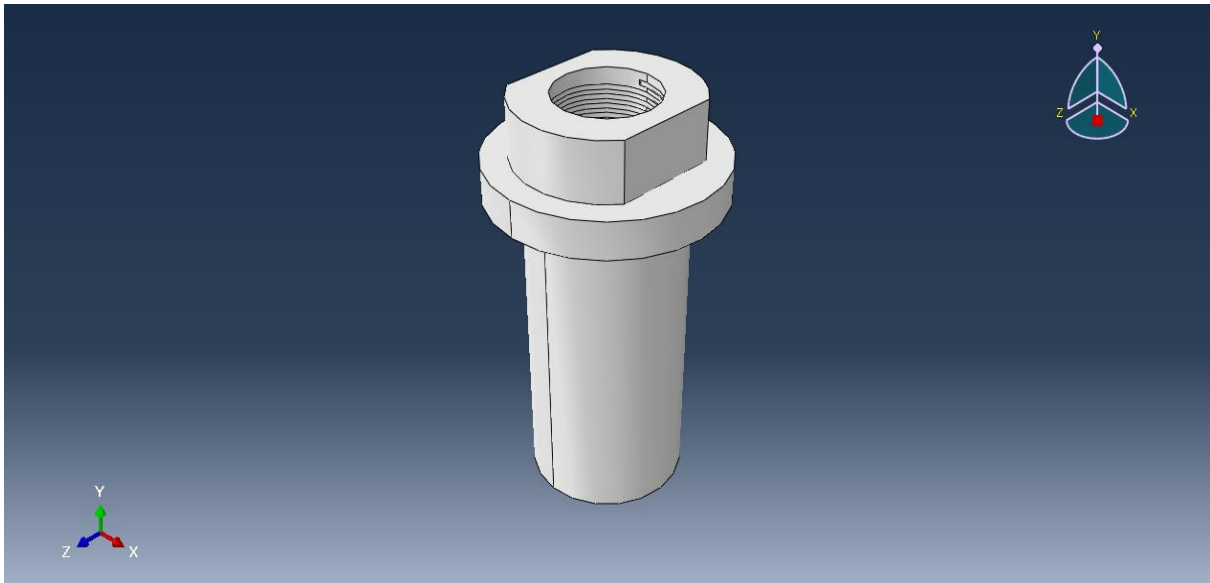


Figure III.11 : Dessin de l'élément (1).

### Élément 2

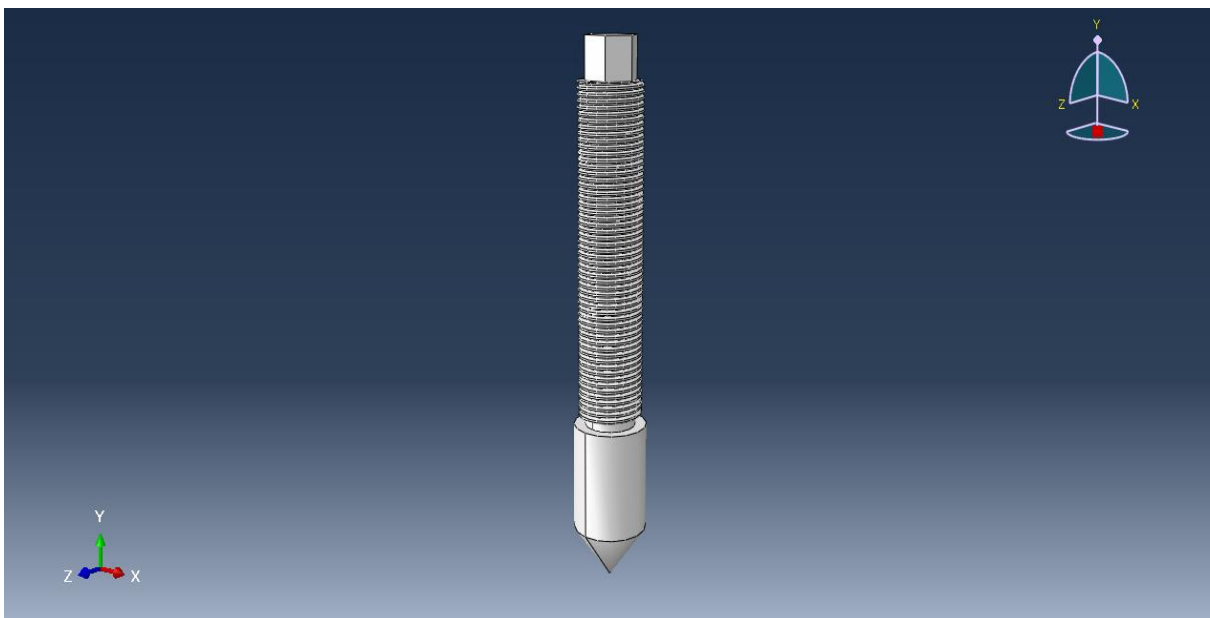


Figure III.12 : Dessin de l'élément (2).



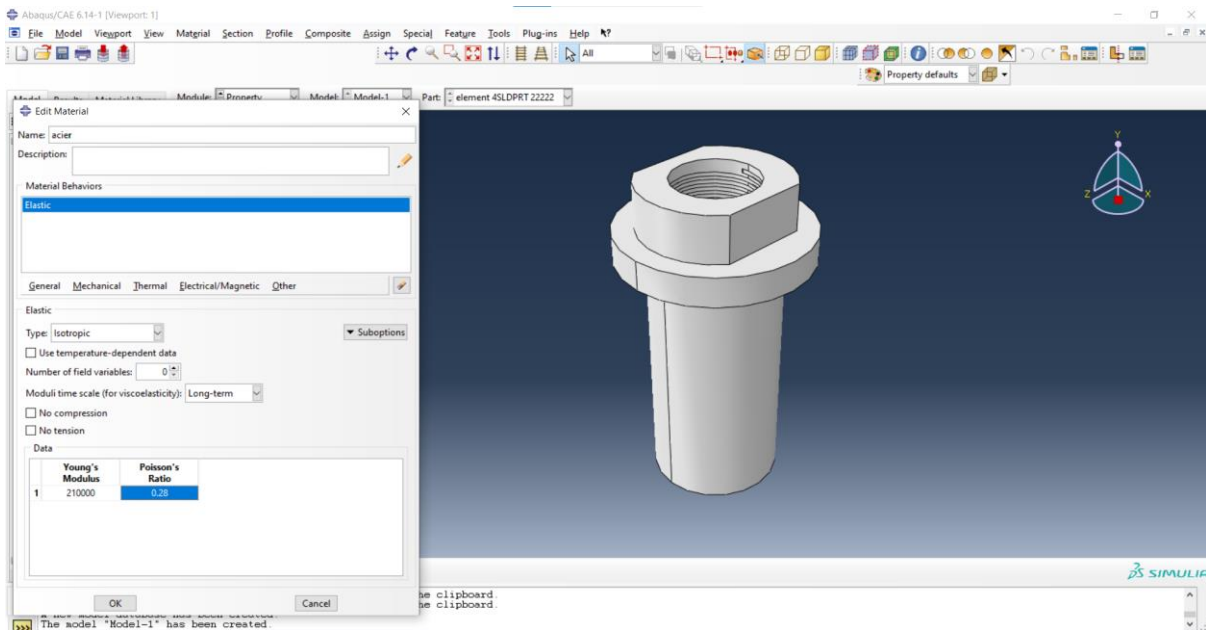
## CHAPITRE III : Simulation et interprétation des résultats.

### III.5.2. Introduire le matériau dans la bibliothèque du logiciel

Etant donné que le logiciel ABAQUS ne dispose pas d'une bibliothèque de matériaux prédéfinit, nous devons procéder à l'introduction des principales caractéristiques mécaniques du matériau de l'outil de sertissage.

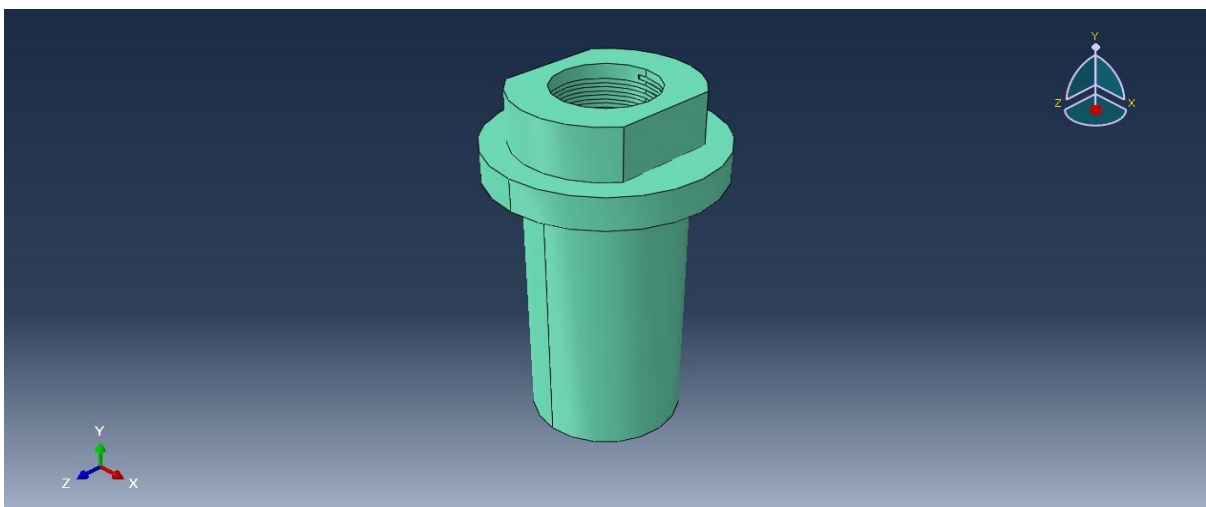
Le matériau de notre outil de montage et sertissage de la douille d'injecteur est de l'acier dur faiblement allié.

Introduire le matériau (l'acier mi-dur 51 Cr V4) (Figure III.14)



**Figure III.13 : Introduction du matériau de l'élément (1).**

Sélection du matériau dans la bibliothèque du logiciel. (Figure III.14)



**Figure III.14 : Sélection du matériau de l'élément (1).**

Introduire le matériau pour l'élément (2) (Figure III.15)

## CHAPITRE III : Simulation et interprétation des résultats.

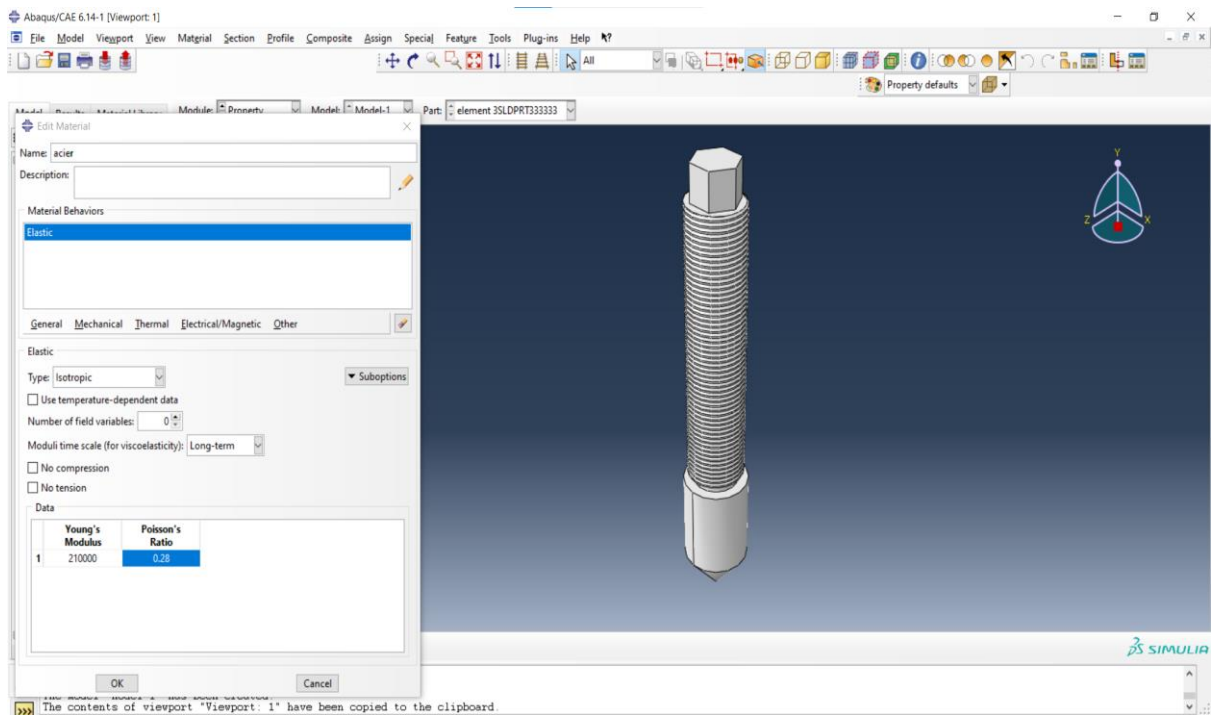


Figure III.15 : Introduction du matériau de l'élément (2).

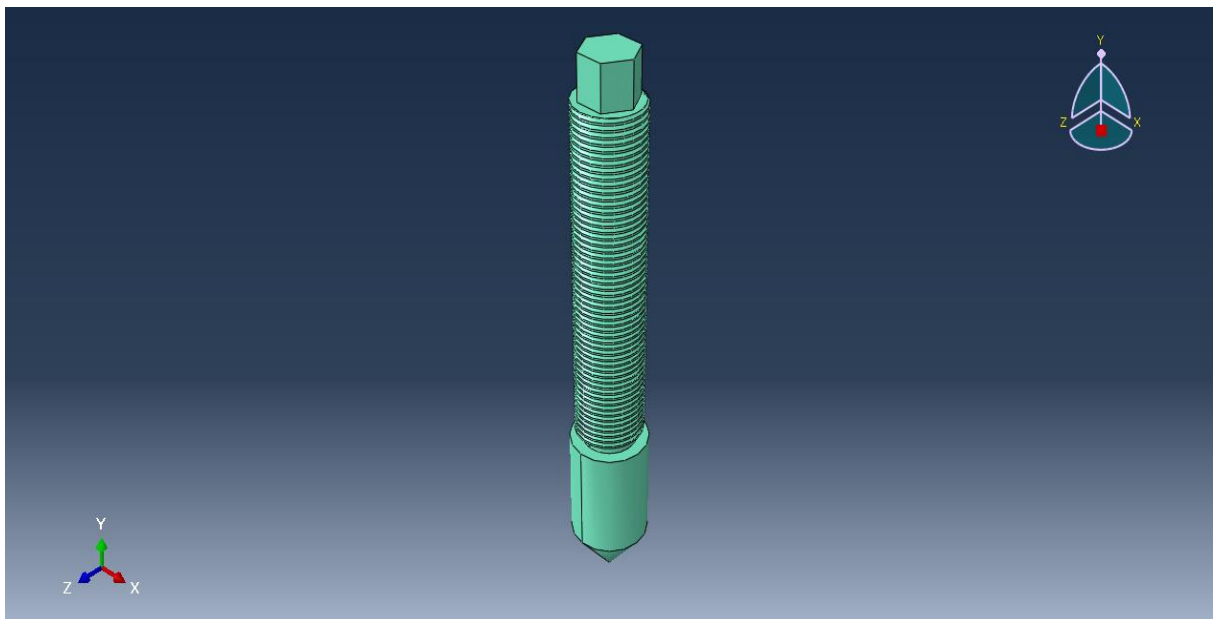
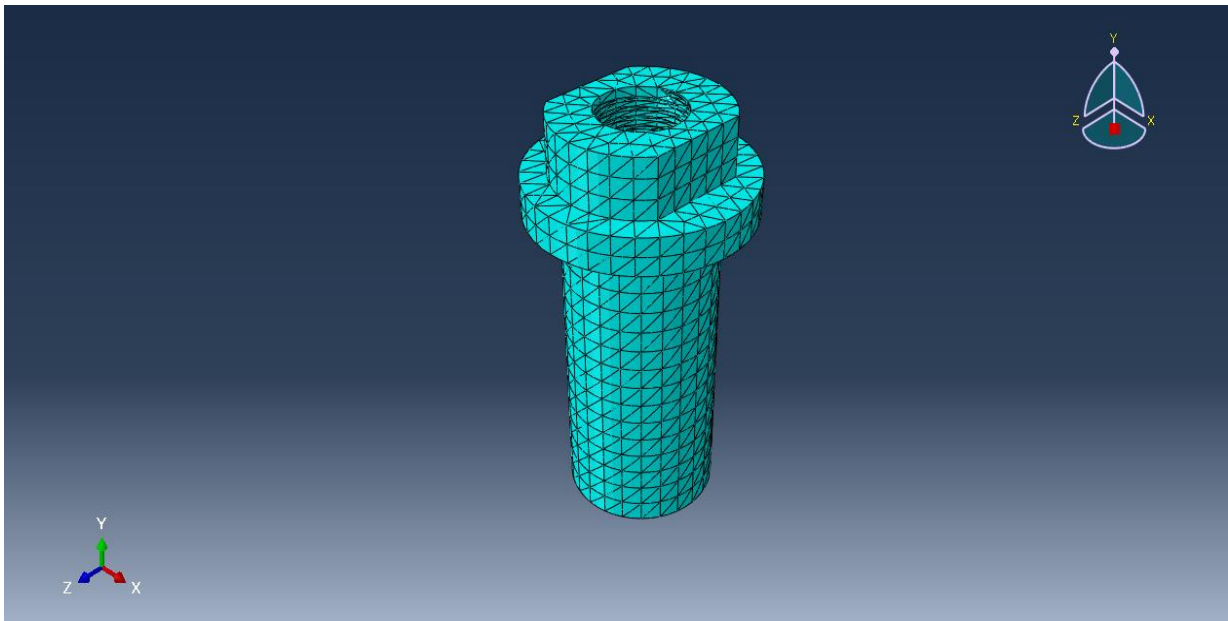


Figure III.16 : Sélection du matériau de l'élément (2).

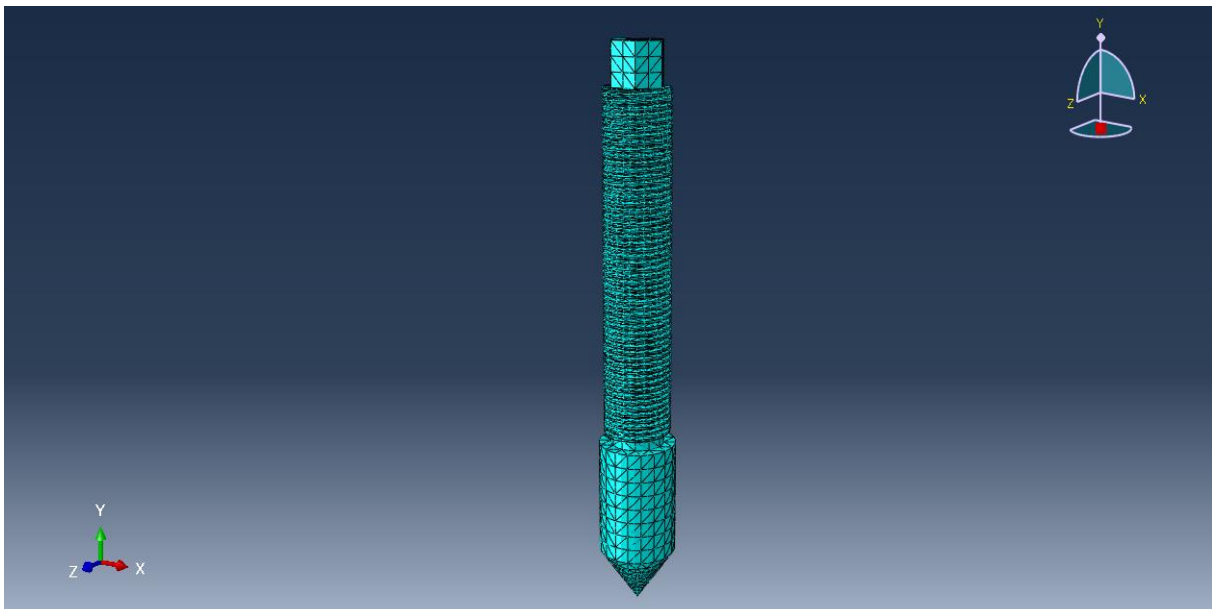
## CHAPITRE III : Simulation et interprétation des résultats.

### III.5.3. Maillage de l'outil

Le maillage de notre outil est de type tétraédrique (maillage non structuré) ; ce choix est argumenté par l'existence de formes prismatiques associées d'autres cylindriques, la taille du maillage des éléments est de 4mm. (Figure II.17), (Figure III.18)



**Figure III.17 : Maillage de l'élément (1).**



**Figure III.18 : Maillage de l'élément (2).**

## **CHAPITRE III : Simulation et interprétation des résultats.**

### **III.5.4. Condition aux limites**

Le maintien de l'outil sur la culasse, étant réalisé par une bride. Nous menons à attribuer aux deux éléments de cet outil des conditions aux limites différentes.

#### **A. L'élément 1**

Les déplacements figés de ces éléments sont comme suit :

- La surface de contact élément (1) -culasse est bloquée en translation suivant l'axe de révolution et en rotation autour du plan de la surface ;
- Les méplats, en contact avec la bride, les rotations autour de l'axe de symétrie est éliminer ;
- La surface de contact bride- élément (1) ne peut pas translater selon l'axe symétrie comme elle ne peut tourner autour du plan de celle surface

#### **B. L'élément 2**

Pour cet élément, la face supérieure du filetage est bloquée en translation le long de l'axe de révolution (l'axe OY).

### CHAPITRE III : Simulation et interprétation des résultats.

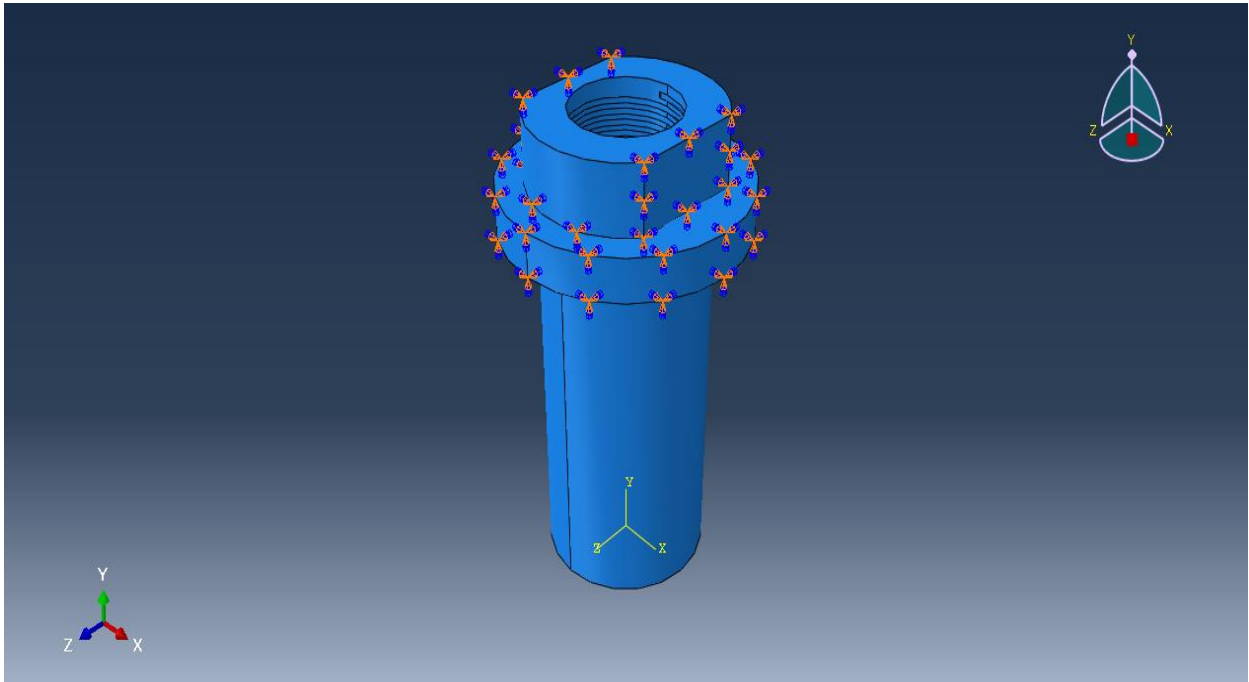


Figure III.19 : Condition aux limites de l'élément (1).

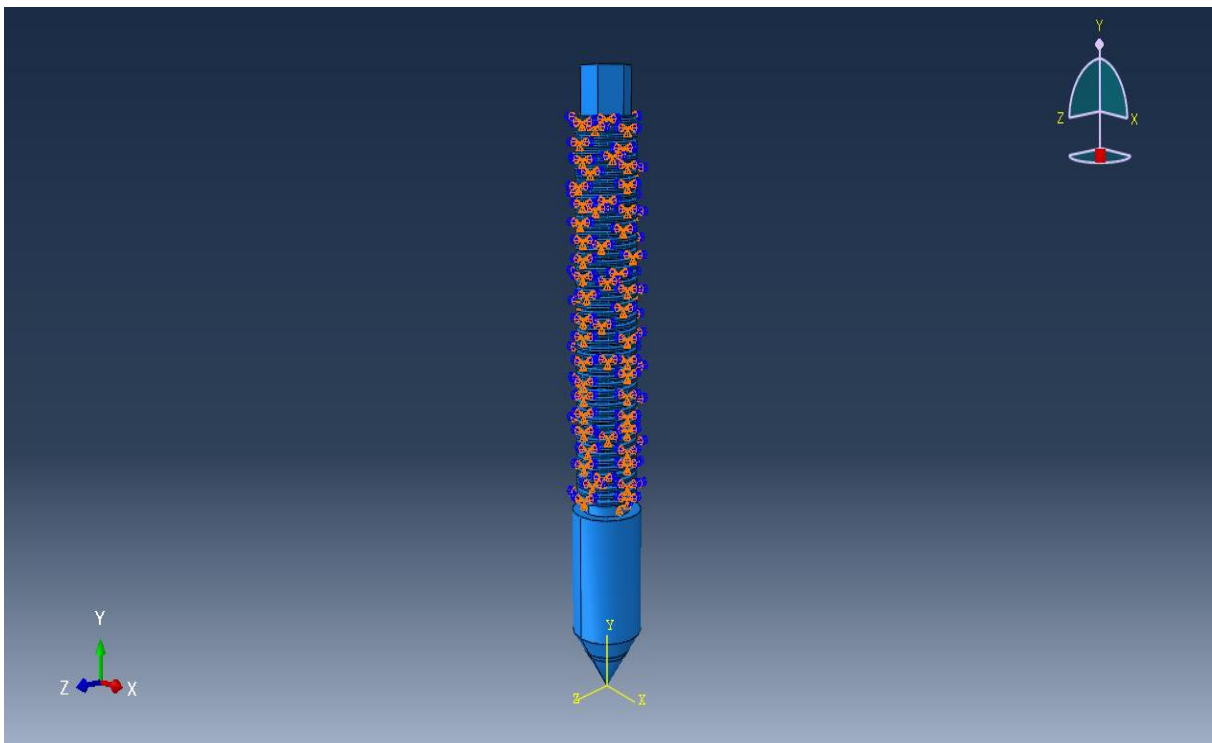


Figure III.20 : Condition aux limites de l'élément (2).

## CHAPITRE III : Simulation et interprétation des résultats.

### III.5.5. Chargements sur l'outil

Pendant le sertissage de la douille de l'injecteur, l'outil subit un effort de réaction de cette dernière. Cet effort est directement appliqué sur l'élément (2) sous forme d'une pression au niveau de la surface de contact douille-élément (2).

Quant à l'élément (1) de l'outil, la face inférieure des filets du taraudage est soumise à une pression choisie égale à celle subit par l'élément (2).

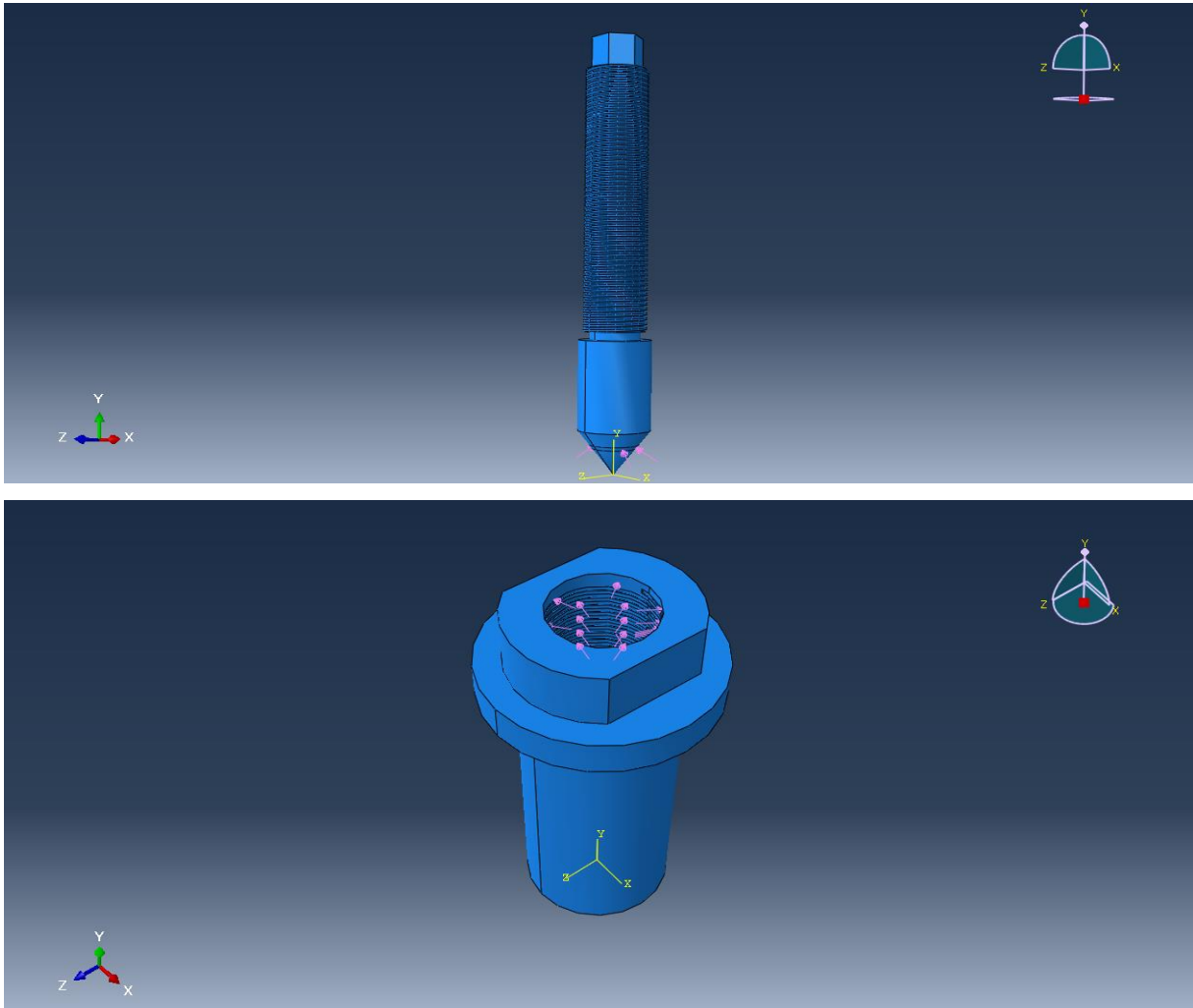


Figure III.21 : Chargement sur l'outil.

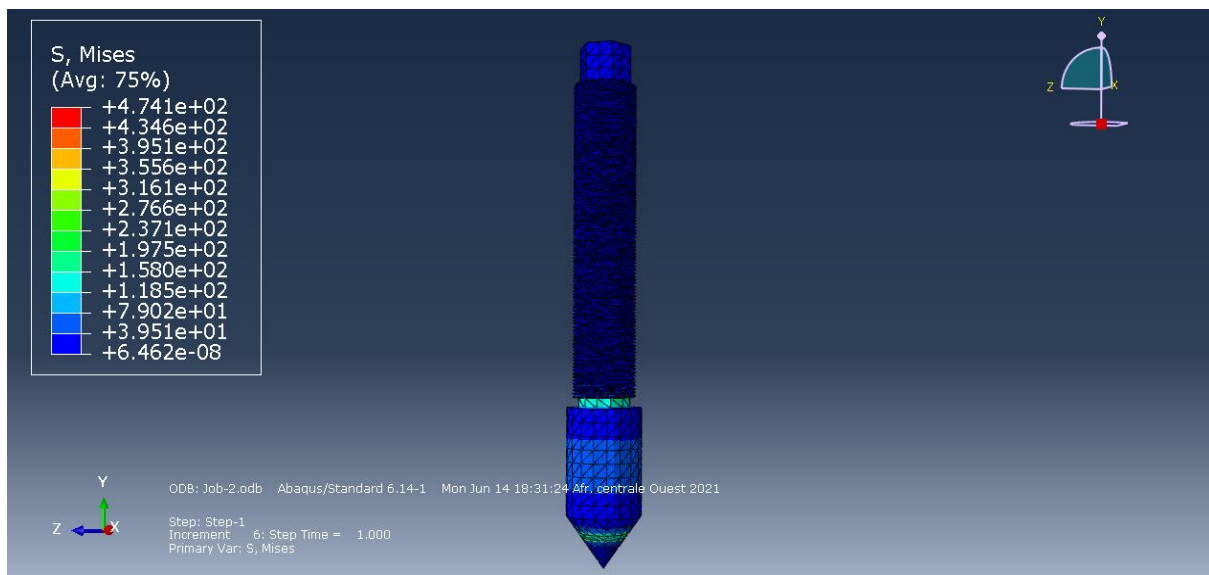
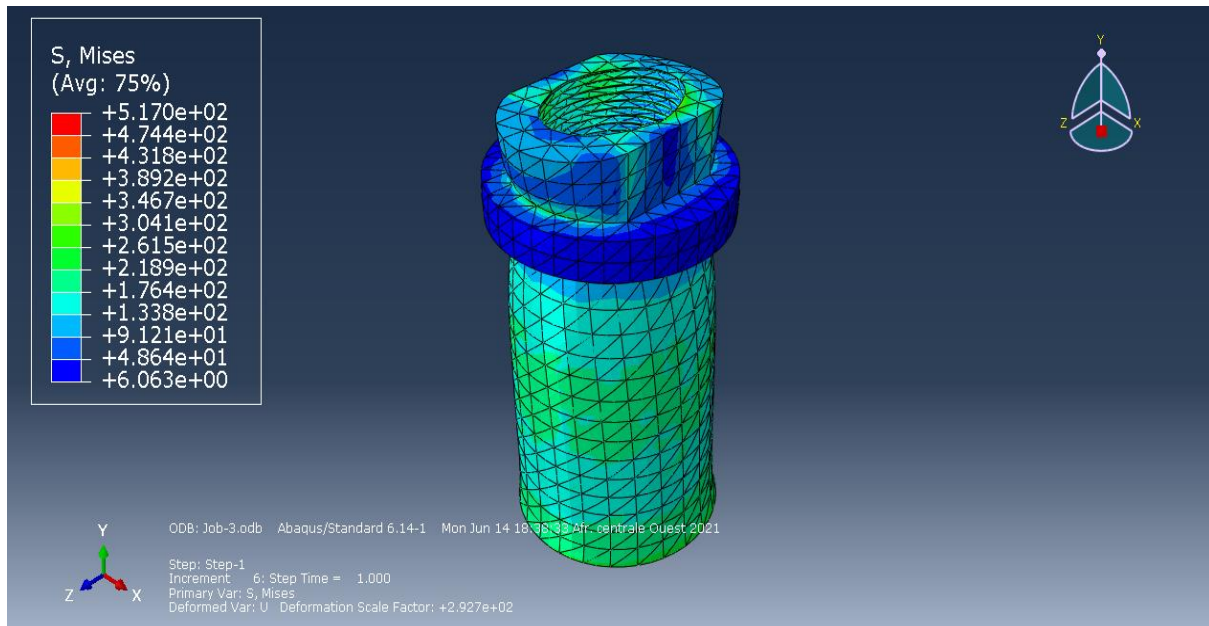
### III.5.6. Analyse et résultats :

Vu que le chargement soumis à l'outil est de nature statique (ne varie pas dans le temps), nous optons pour une analyse statique de la simulation du comportement de l'outil de sertissage sous-cité. Les résultats de cette simulation se présente sous la forme d'un champ de contrainte et d'un champ de déplacement suivant la direction de l'axe de révolution (l'axe OY).

## CHAPITRE III : Simulation et interprétation des résultats.

### A. Champ de contrainte :

La figure III.22 représente le champ de la contrainte équivalente de vo-mises dans les deux éléments de l'outil. Pour l'élément (1), la valeur maximale de cette contrainte se situe dans la partie qui bute sur la culasse et est égale à 517 MPa. Quant à l'élément (2), la valeur maximale de la contrainte se trouve au niveau de la surface de contact douille-élément (2) cette valeur maximale est de l'ordre de 474 MPa.



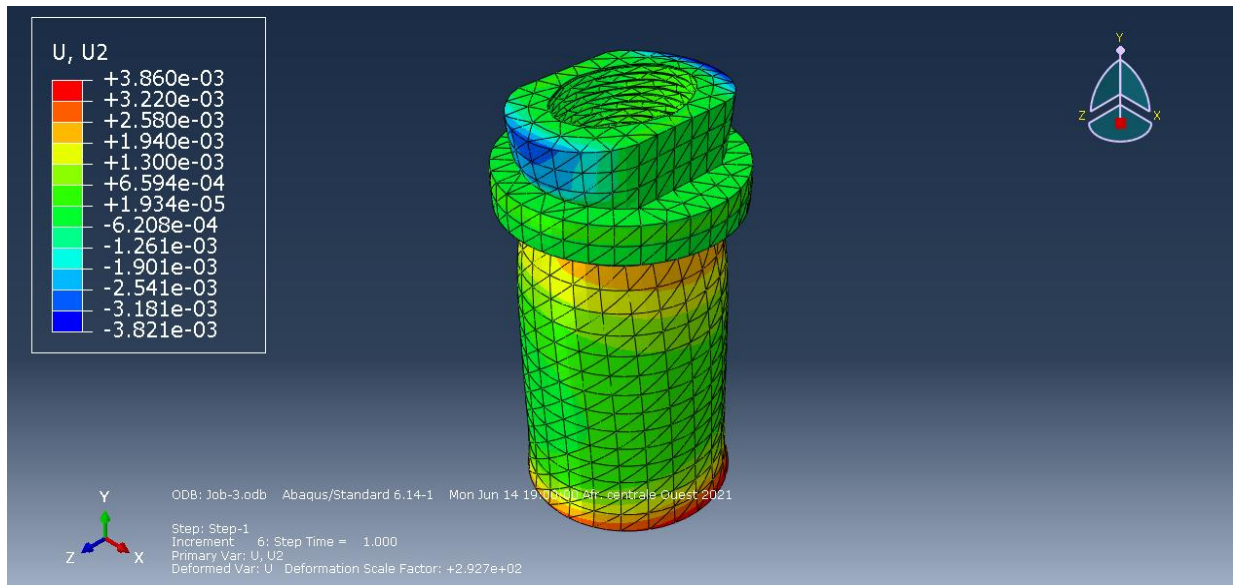
**Figure III.22 : Champ de contrainte de vo-mises dans l'outil de sertissage**

**(a) élément (1) (b) élément (2).**

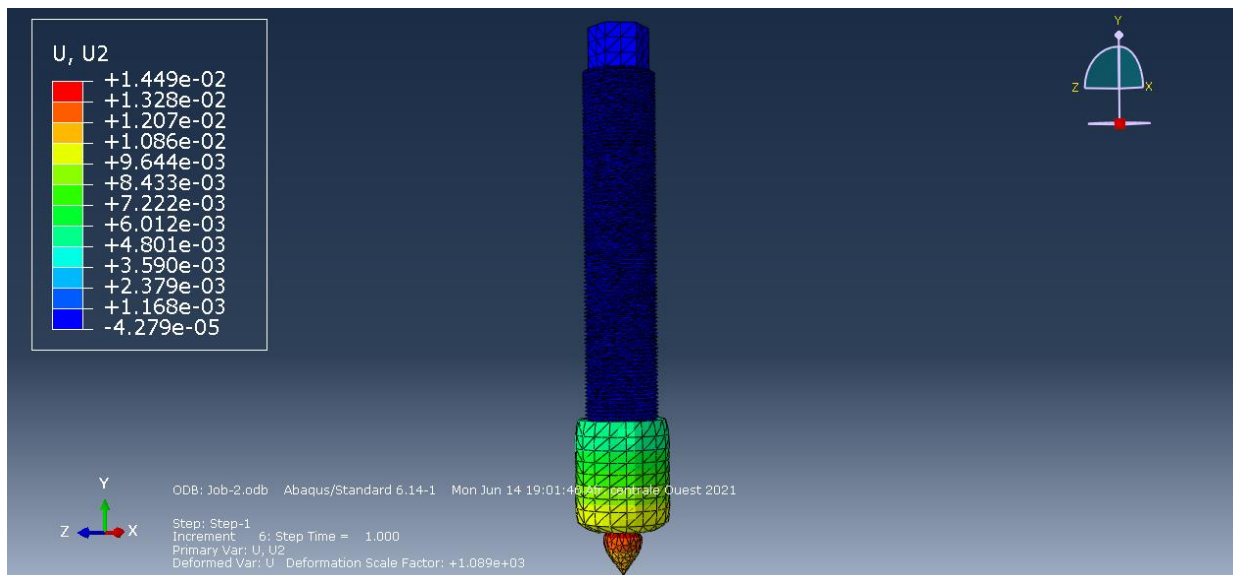
# CHAPITRE III : Simulation et interprétation des résultats.

## B. Champ de déplacement

Le champ de translation de l'axe de révolution (OY) des différents points de l'outil de sertissage est illustré par la figure III.23. De cette dernière, on constate que, pour l'élément (1), la valeur maximale est de  $3.86 \times 10^{-3}$  mm Cette valeur se localise au niveau de la partie basse de cet élément. Quant à l'élément (2), le déplacement maximal, se situant dans la zone conique (contact outil-douille), est de l'ordre  $1.44 \times 10^{-2}$  mm



(a)



(b)

Figure III.23 : Champ de déplacement de l'outil de sertissage (a) élément (1) (b) élément (2).



## CHAPITRE III : Simulation et interprétation des résultats.

### C. Vérification de résistance

En RDM, la condition de résistance d'une pièce par rapport au chargement qu'elle subit est que la valeur maximale de la contrainte équivalente soit inférieure à une valeur admissible pour le matériau de cette pièce ( $\sigma_{e\ max} > \sigma_{adm}$ ).

Pour l'acier mi-dur 51Cr V4, avec un coefficient de sécurité « s » égale à 2, la valeur de la contrainte admissible est de 540MPa étant donné que :

$$\sigma_{adm} = \frac{R_e}{s}$$

**R<sub>e</sub>**: Limite minimale apparente d'élasticité.

**s** : Coefficient de sécurité.

Vue que  $\sigma_{e\ max}$  (élément 2) = 474MPa <  $\sigma_{e\ max}$  (élément 1) = 517 MPa <  $\sigma_{adm}$  (51 Cr V4), nous pouvons avancer que l'outil de sertissage travaille en toute sécurité (outil résiste).

### III.6. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons effectué une simulation de l'outil de sertissage par la méthode des éléments finis moyennant le logiciel ABAQUS.

Les résultats de la simulation nous permettent de conclure que les contraintes dans l'outil suscité sont inférieures à la contrainte tolérée pour l'acier mi-dur 51Cr V4.

Dans le chapitre qui suit, nous abordons une étude de tolérances des caractéristiques, géométrique de l'outil de sertissage.

# Chapitre 4

# Tolérancements

## **CHAPITRE IV : Tolérancements.**

### **IV.1. Introduction**

L'ingénieur commence la conception d'un mécanisme par une représentation idéale, basée sur la géométrie euclidienne, de ce qu'on appellera le modèle nominal. Toute réalisation physique de ce modèle produira un objet mécanique plus ou moins proche, par ces formes et ses dimensions, de ce modèle nominal. À l'aide des techniques métrologiques on pourra extraire de cet objet physique une information spécifique qui sera en général un ensemble de points. Cette extraction d'information pourra être directe ou indirecte. Du fait que ces points appartiennent à un objet physique déterminé, on les qualifiera par abus de langage de points réels.

Il est beaucoup plus facile de reconnaître les formes d'une pièce mécanique lorsqu'elle est représentée en projections orthogonales. Cette représentation fournit toutes les informations concernant les formes et les dimensions de la pièce. De même, la fabrication de pièces jamais à des caractéristiques dimensionnelles et/ou géométriques, n'aboutit jamais à la perfection.

De ce fait, on est ramené à proposer un domaine d'erreur des dites caractéristiques. L'étape de définir un domaine d'erreur est appelée « tolérancement ». À laquelle est consacré ce chapitre.

### **IV.2. Définition de tolérancement**

Des pièces mécaniques sont assemblées pour assurer une fonction (guidage, positionnement, glissement, étanchéité, etc.) Les imprécisions inévitables des procédés de fabrication empêchent la réalisation d'une pièce aux dimensions exactes, fixées à l'avance. ⇒ Pour satisfaire à sa fonction, il suffit que chaque dimension de la pièce soit fabriquée entre des limites admissibles dont l'écart représente la tolérance (ou intervalle de tolérance). [27].

Lors de la fabrication d'une série de pièces identiques, il est impossible d'avoir les mêmes dimensions d'une pièce à l'autre. Ceci est dû aux imperfections des machines, à l'usure des outils, à la dureté du matériau à usiner, à la précision des appareils de mesure, il est donc plus facile de réaliser une cote si elle peut varier entre deux valeurs limites : une cote maximale et une cote minimale. La différence entre les deux s'appelle intervalle de tolérance. Celui-ci correspond à la marge d'erreur autorisée.

Le tolérancement de systèmes mécaniques est une des étapes clés de la création d'un produit. Les effets induits par le tolérancement ont une influence sur la qualité du produit fini. La maîtrise des défauts géométriques au cours de la fabrication des pièces mécaniques permet de garantir la qualité finale du produit. Le but n'est pas d'éviter à tout prix les défauts géométriques

## CHAPITRE IV : Tolérancements.

mais seulement de les prévoir, les prendre en compte et vérifier que leurs effets permettront au produit de respecter un besoin fonctionnel donné. Les normes de tolérancement constituent un langage de spécification des états limites des pièces mécaniques réelles, comme tout langage, il est composé d'une partie syntaxique et d'une partie sémantique. Ce langage permet essentiellement de désigner les éléments tolérances, définir les zones de tolérances, définir la position de ces zones de tolérances sur la pièce réelle. Une surface d'une pièce doit être vérifiée suivant trois critères:

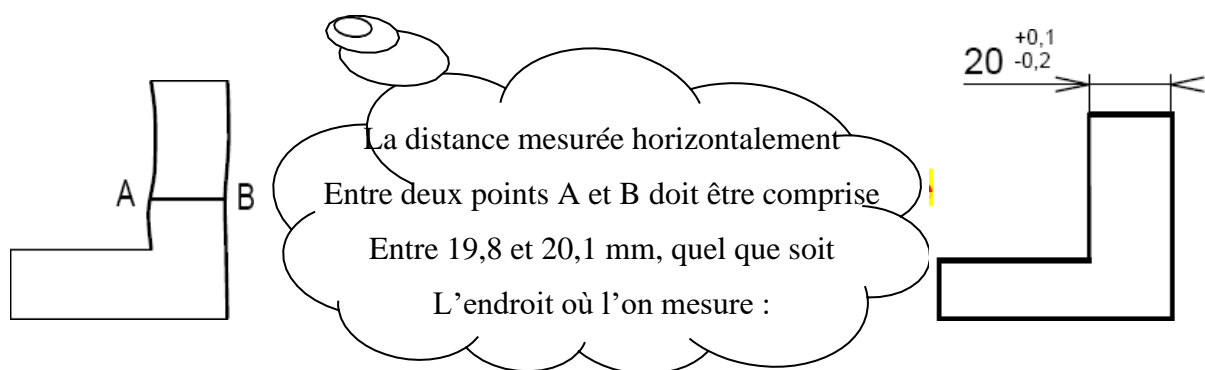
- Sa dimension (Cote) associée à une incertitude (Tolérance) par rapport à un élément de référence
- Son défaut de forme et de position par rapport à un élément de référence
- Son état de surface géométrique

### IV.3. Type de tolérances

Toutes les spécifications d'une pièce sont de trois types (dimensionnelle, géométrique ou état de surface). A toutes ces spécifications nous devons définir une tolérance. Ceci nous mène à classer les tolérances en trois types qui sont :

#### IV.3.1. Tolérance dimensionnelle :

La tolérance dimensionnelle est la spécification qui définit la variation admissible de dimension d'un élément, elle est égale à la différence entre la dimension maximale  $DM$  et la dimension minimale  $Dm$  de cet élément (arbre, alésage) (Figure IV.1).

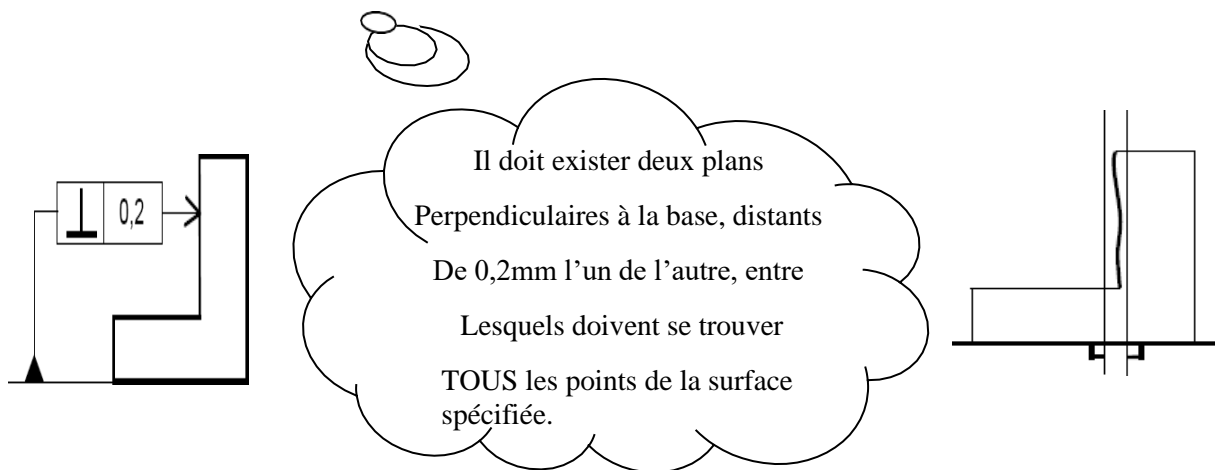


**Figure IV.1 : Tolérance dimensionnelle.**

## CHAPITRE IV : Tolérancements.

### IV.3.2. Tolérance géométrique

La tolérance géométrique En technologie et en mécanique, les spécifications de tolérance géométrique, portées sur le dessin technique ont pour objet la maîtrise de la géométrie de la pièce à fabriquer. On parle aussi de spécification géométrique de produits, ou geometrical product specification, d'où le terme cotation GPS. On parle aussi de cotation ISO, la cotation étant définie par une série de normes ISO. (Figure IV.2)



**Figure IV.2 : Tolérance géométrique.**

### IV.3.3. Etat de surface (Rugosité)

L'aptitude d'une pièce, à une fonction donnée, dépend d'un ensemble de condition, notamment des caractéristiques de ses états de surface.

#### A. Surface d'un corp :

C'est le lieu des points qui délimitent une portion de l'espace. La surface d'une pièce est composée d'une ou plusieurs surfaces élémentaires. [6]

#### B. Surface nominale :

C'est une surface parfaite. Elle est définie géométriquement par des cotes nominales. [6]

#### C. Surface spécifiée :

C'est la surface géométrique affectée des tolérances de fabrication. [6]

## CHAPITRE IV : Tolérancements.

### D. Surface réelle :

C'est la surface qui résulte des procédés de fabrication, elle limite la pièce et la sépare du milieu environnant. [6]

### E. Surface mesurée :

La surface mesurée est le résultat de l'exploitation, à l'aide des instruments de mesure, de la surface réelle. [6]

## IV.4. Système ISO de tolérance dimensionnelle

Le cas de deux pièces devant s'insérer l'une dans l'autre est très courant en mécanique mais avec une multitude de possibilités, parce qu'on a besoin tantôt d'un montage forcé plus ou moins solide, tantôt d'un montage libre qui laisse glisser les deux pièces plus ou moins de jeu. Un système international a été créé pour faciliter le choix, l'écriture, et la fabrication des dimensions tolérances de deux pièces devant s'insérer l'une dans l'autre.

Ce système est d'autant plus indispensable, que les pièces à assembler ne sont pas forcément fabriquées au même endroit.

Pour simplifier, on conviendra d'appeler respectivement arbre et alésage les pièces contenues et contenant. Tout en sachant que cela pourra aussi bien s'appliquer à des pièces circulaires que des formes prismatiques, une dimension ou cote est alors l'espace entre deux faces parallèles (largeur de rainure, épaisseur de clavette). Par convention, les initiales des termes relatifs à l'arbre et à l'alésage seront respectivement en minuscule et en majuscule.

Les tolérances de fabrication d'un arbre et d'un alésage peuvent être représentées schématiquement au moyen de petits rectangles appelés zones de tolérance sans représentation des pièces. La zone de tolérance est celle comprise entre deux lignes représentant l'écart supérieur et l'écart inférieur. Elle est définie par sa position par rapport à la ligne 0 qui est la référence de la cote nominale.

Une tolérance peut être appliquée à tous les types de cote et concerne une pièce prise isolément. Un ajustement concerne 2 pièces considérées simultanément et sont applicables : entre 2 surfaces cylindriques (exemple : arbre / alésage) entre 2 surfaces planes (exemple : clavette / rainure)

## CHAPITRE IV : Tolérancements.

### IV.5. Caractéristiques d'une dimension tolérancée

Les caractéristiques tolérancée de chaque cote se résume en qui suit :

#### IV.5.1. Cote nominale

C'est la cote souhaitée ou celle de calcul par rapport à laquelle sont définies les cotes limites. Elle doit être la même pour l'arbre et l'alésage ou encore c'est la dimension par référence à laquelle sont définies les dimensions limites. ( $C_n$ )

#### IV.5.2. Cotes limites

Dans la pratique il est quasiment impossible d'usiner une pièce exactement à sa cote nominale par suite des incertitudes dans la fabrication (régime de coupe, incertitudes,...), c'est pourquoi on fixe les cotes limites admissibles pour une précision donnée. Ce sont les deux côtes extrêmes acceptables dites cotes maxi et cote mini, entre lesquelles doit se trouver la cote effective (ou réelle) pour que la pièce soit relativement précise et interchangeable (remplaçable), Cette précision ou marge d'usinage est appelée tolérance de fabrication. Supposons un cas de figure où la valeur nominale étant de 40 mm et les valeurs limites sont les suivantes : - Cote maxi de l'arbre  $c_{max} = 40,10$  ; Cote mini de l'arbre  $c_{min} = 39,80$  ; Cote maxi de l'alésage :  $C_{max} = 40,20$  - Cote mini de l'alésage :  $C_{min} = 40,00$ .

#### IV.5.3. Cote effective ou cote réelle

C'est la cote d'exécution ou la cote réelle (de la pièce mesurée avec précision tolérable c'est à dire telle qu'elle est réalisée. Dans ce cas la cote effective mesurée ( $C_e$ ) doit être comprise entre les deux valeurs extrêmes  $C_{max}$  et  $C_{min}$ .  $C_{min} \leq C_e \leq C_{max}$

- Pour l'arbre :  $39,80 \leq C_e \leq 40,10$

- Pour l'alésage :  $40,00 \leq C_e \leq 40,20$

#### IV.5.4. Intervalle de tolérance

C'est la variation permise (tolérée, admissible) de la cote effective de la pièce. Elle est égale à la différence entre l'écart supérieur et l'écart inférieur

$$IT = \text{dimension maxi} - \text{dimension mini}$$

#### IV.5.5. Ecart

Différence entre dimension limite et la dimension nominal. Il existe en deux types :

Ecart maximal : cote maximal – cote nominale

## CHAPITRE IV : Tolérancements.

Ecart mini : cote mini – cote nominale

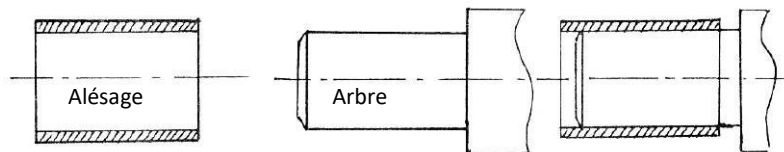
**Tableau IV.1 : Cotation tolérance**

	écart supérieur	écart inférieur
<b>ALÉSAGE</b>	<b>ES = C<sub>max</sub> – C<sub>nom</sub></b>	<b>EI = C<sub>min</sub> – C<sub>nom</sub></b>
<b>Arbre</b>	<b>e<sub>s</sub> = c<sub>max</sub> – c<sub>nom</sub></b>	<b>e<sub>i</sub> = c<sub>min</sub> – c<sub>nom</sub></b>

### IV.6. Ajustements

#### IV.6.1. Définition

On appelle ajustement la différence, avant assemblage, entre la dimension de l'alésage et celle de l'arbre qu'il doit recevoir. Il conviendra qu'elle peut être positif (jeu) ou négatif (serrage). L'exemple le plus courant est celui de l'ajustement entre pièce cylindrique. (Figure IV.2)



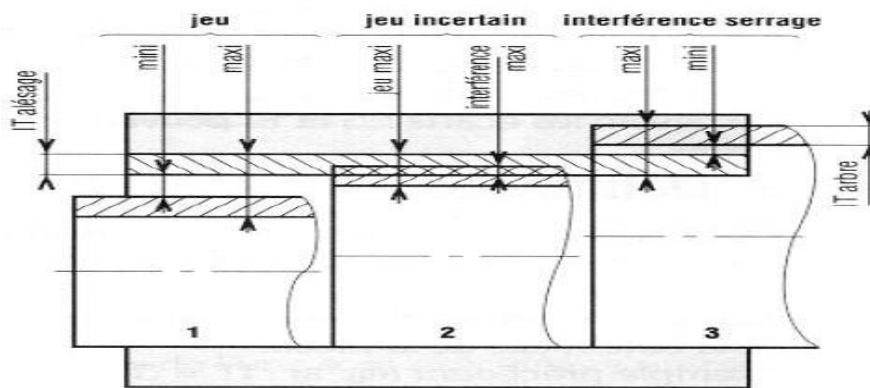
**Figure IV.3 : Ajustements.**

#### IV.6.2. Les types d'ajustement

Les types d'ajustement est déterminé par la position relatives des zones de tolérance des pièces à assembler Il existe trois types d'ajustement dont le choix est déterminé par des impératifs de construction. (Figure IV.3)



## CHAPITRE IV : Tolérancements.



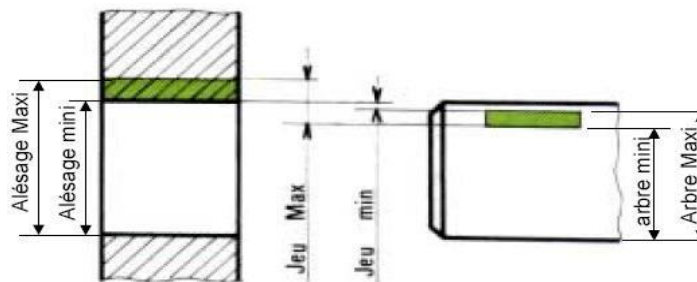
**Figure IV.4 : Type d'ajustement.**

### A. Ajustement avec jeu

Pour cet ajustement toute la zone de tolérance de l'alésage se trouve au-dessus de celle de l'arbre. Donc la cote effective de l'alésage est toujours supérieure à celle de l'arbre. C'est pourquoi l'arbre pénètre librement et sans résistance dans l'alésage. (Figure IV.4)

$$\text{Jeu}_{\text{maxi}} = C_{\text{max}} - C_{\text{min}} = (C_n + ES) - (C_n + e_i) = ES - e_i$$

$$\text{jeu}_{\text{min}} = C_{\text{min}} - C_{\text{max}} = (C_n + EI) - (C_n + e_s) = EI - e_s$$



**Figure IV.5 : Ajustement avec jeu.**

### B. Ajustement avec serrage

Dans ce cas toute la zone de tolérance de l'alésage se trouve au-dessous de celle de l'arbre et la cote réelle de l'alésage est inférieure à celle de l'arbre. D'où, pour réaliser un assemblage de ce type, il faut employer un procédé mécanique, thermique ou une combinaison des deux (Figure IV.5)

## CHAPITRE IV : Tolérancements.

$$\text{Serrage}_{\text{maxi}} = d_{\text{max}} - C_{\text{min}} = (C_n + e_s) - (C_n + EI) = e_s - EI$$

$$\text{Serrage}_{\text{min}} = C_{\text{min}} - C_{\text{max}} = (C_n + e_i) - (C_n + ES) = e_i - ES$$

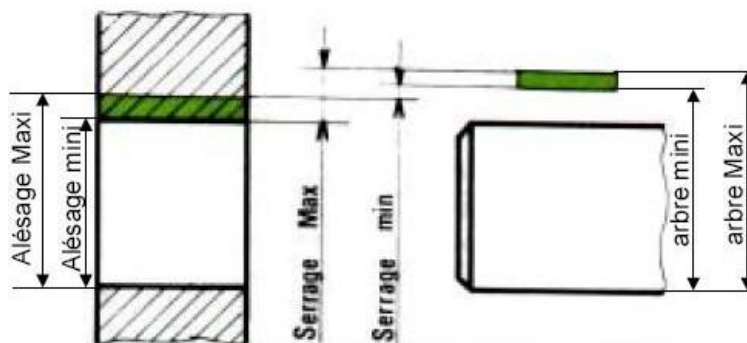


Figure IV.6 : Ajustement avec serrage.

### C. Ajustement incertain

Pour l'ajustement incertain, la zone de la tolérance de l'arbre couvre partiellement celle de l'alésage. L'ajustement obtenu sera soit un jeu soit un serrage. Les intervalles de tolérance se chevauchent. (Figure IV.6)

$$\text{Serrage}_{\text{maxi}} = e_s - EI$$

$$\text{Jeu}_{\text{maxi}} = ES - e_i$$

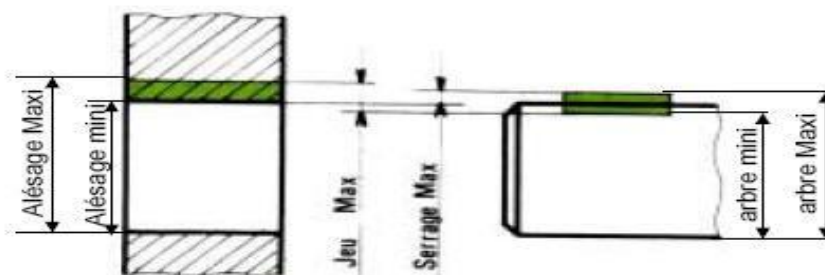


Figure IV.7 : Ajustement incertain.

### IV.7. Tolérance géométrique







Les conditions géométriques qui peuvent exister entre deux surfaces d'une pièce sont de 4 types :

## CHAPITRE IV : Tolérancements.

### IV.7.1. Tolérance de forme

Les principales tolérances de forme sont regroupées dans le tableau IV.2 : [6]




**Tableau IV.2 : Tolérance de forme**

Symbole						
Signification	Rectitude	Profil d'une ligne	Profil d'une surface	Circularité	Planéité	Cylindricité

### IV.7.2. Tolérance d'orientation

Les tolérances d'orientation sont résumées dans le tableau IV.3 : [6]




**Tableau IV.3 : Tolérance d'orientation**

Symbole			
Signification	Parallélisme	Perpendicularité	Inclinaison

### IV.7.3. Tolérance de position

Les tolérances de position sont dans le tableau suivant IV.4 :

**Tableau IV.4 : Tolérance de position**

Symbole			
Signification	Localisation	Coaxialité	Symétrie

## IV.8. Choix des tolérances dimensionnelles

Les valeurs des tolérances à adopter pour les relations dimensionnelles, géométriques aussi bien que l'état de surface dépendent principalement de la nature des surfaces (surface brute ou surface usinée) ainsi que du procédé d'obtention de brute de la pièce. Sans oublier la fonction où le rôle des surfaces.

## CHAPITRE IV : Tolérancements.

Lorsqu'une dimension ou une relation géométrique est définie entre deux surfaces brutes, on choisit de manière générale une qualité de 11 à 12. Alors que, pour une surface, brute et une autre usinée, la qualité sélectionnée est de 9 à 10.

Quant à les deux surfaces sont usinées, on s'oriente vers une qualité  $\leq 8$ . (5 à 6 pour deux surfaces fonctionnelles). Selon [6], pour une surface fonctionnelle (usinées) assurant un frottement de glissement (avec déplacement relatif), la rugosité de cette surface est  $R_a = 0.4$  lorsque la condition est difficile.

### IV.9. Tolérance dimensionnelle

#### Elément 1

- Diamètre de la partie cylindrique qui bute dans la culasse (D9), c'est une partie qui n'est pas fonctionnelle (elle n'a aucun contact périphérique), on choisit un intervalle de tolérances large donc la suivante cote  $\varnothing 44_0^{+0.3}$  ;
- Épaisseur de la partie cylindrique qui bute dans la culasse (E2). Cette dimension étant définie entre deux surfaces fonctionnelles (usinées) nécessite un faible intervalle de tolérance d'où  $E2 = 7_0^{+0.04}$  ;
- Pour l'épaisseur des méplats (E3), elle est définie entre une surface usinée et une autre fonctionnelle. De ce fait, on lui attribue un intervalle de tolérance petit donc  $E3 = 11^{\pm 0.05}$  ;
- Le diamètre de la partie supérieure de cet élément (D10), on lui donne un grand intervalle de tolérance  $34_0^{+0.3}$  et la distance entre les méplats (L8) on lui donne un large intervalle de tolérance  $L8 = 27_0^{+0.02}$  ces tolérances on les a choisies à partir du choix de qualité.
- Le diamètre nominal du taraudage T1 = M20 on a choisi H6 à partir du tableau de filetage taraudage dans Chevallier.
- La partie taraudée on a choisi une tolérance de  $60_0^{+0.2}$  c'est la partie non fonctionnelle et libre dans la culasse.
- Diamètre de partie 1 (D8) de valeur  $D8 = 30_0^{+0.3}$  c'est une tolérance moyenne car c'est une cote non fonctionnelle.

#### Elément 2

- Épaisseur de la tête de manipulation (E4) on a choisi une tolérance d'épaisseur de valeur  $E4 = \{12\}_0^{+0.15}$  et de diamètre  $D12 = \{15\}^{\pm 0.2}$  c'est une partie non fonctionnelle système vis-écrou.

## CHAPITRE IV : Tolérancements.

- Diamètre nominale du filetage  $F1 = M20$  on a choisis H6 à partir du tableau de filetage dans Chevallier.
- L'épaisseur de la partie filetée c'est une partie fonctionnelle, on a donné une précision de tolérance La longueur de la partie filetée  $L8 = \{95\}_0^{+0.2}$ . Ces tolérances on les a choisis à partir des tolérances de l'élément (1).
- La gorge c'est une cote non fonctionnelle donc on n'a pas besoin de choisir une grande précision de choix de tolérance on a donné une tolérance d'épaisseur  $3^{\pm 0.1}$  et de diamètre  $\{16\}_0^{+0.5}$ .
- La partie qui reste c'est la partie essentielle de notre travail, là où on a le contact avec la douille on a choisi une grande précision de tolérance d'une largeur de  $\{23\}^{\pm 0.2}$ , d'un angle de  $\{72\}^{\pm 0.8}$  et d'une épaisseur de  $\{32\}^{\pm 0.1}$ . (Figure IV.8)

## CHAPITRE IV : Tolérancements.

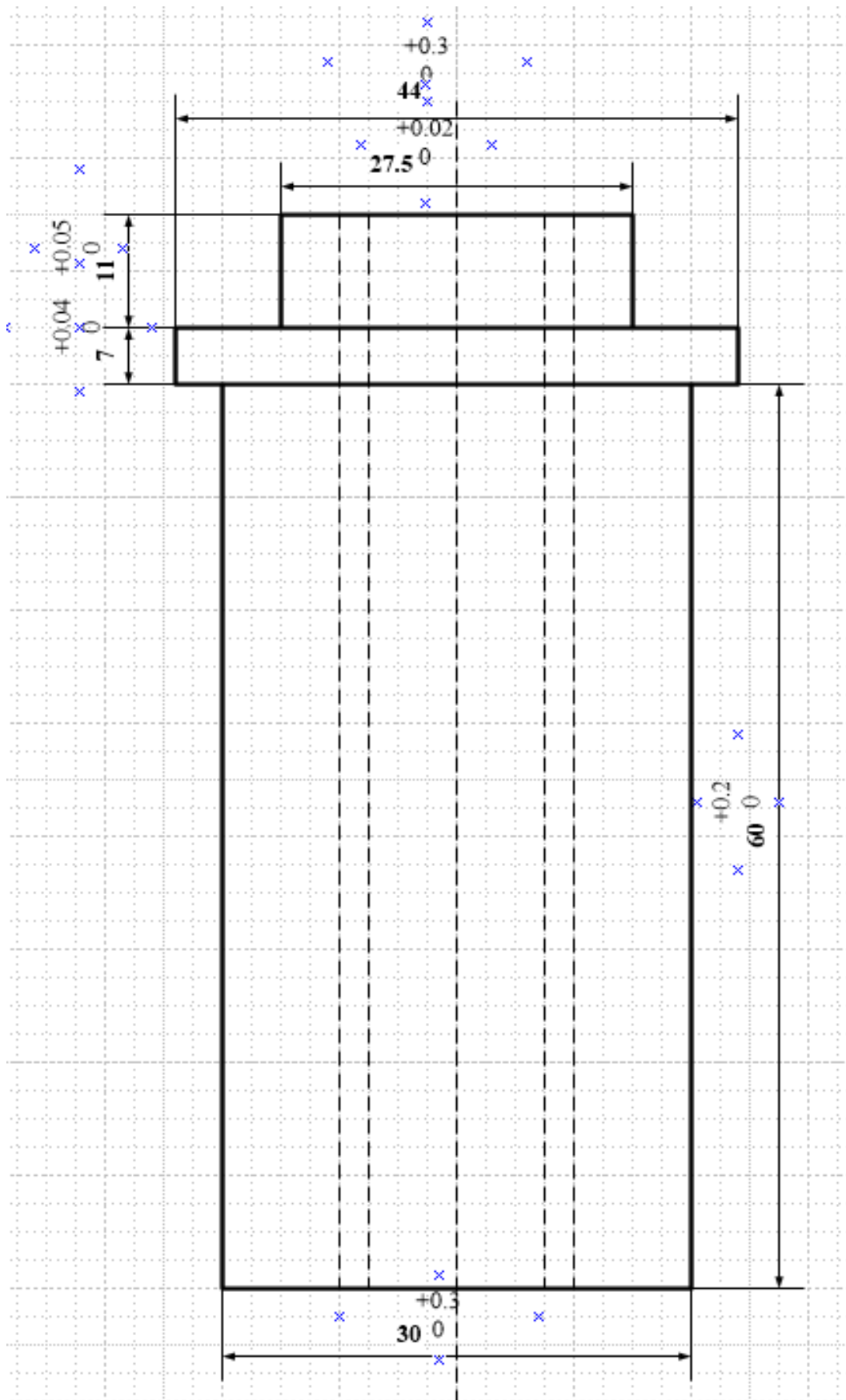
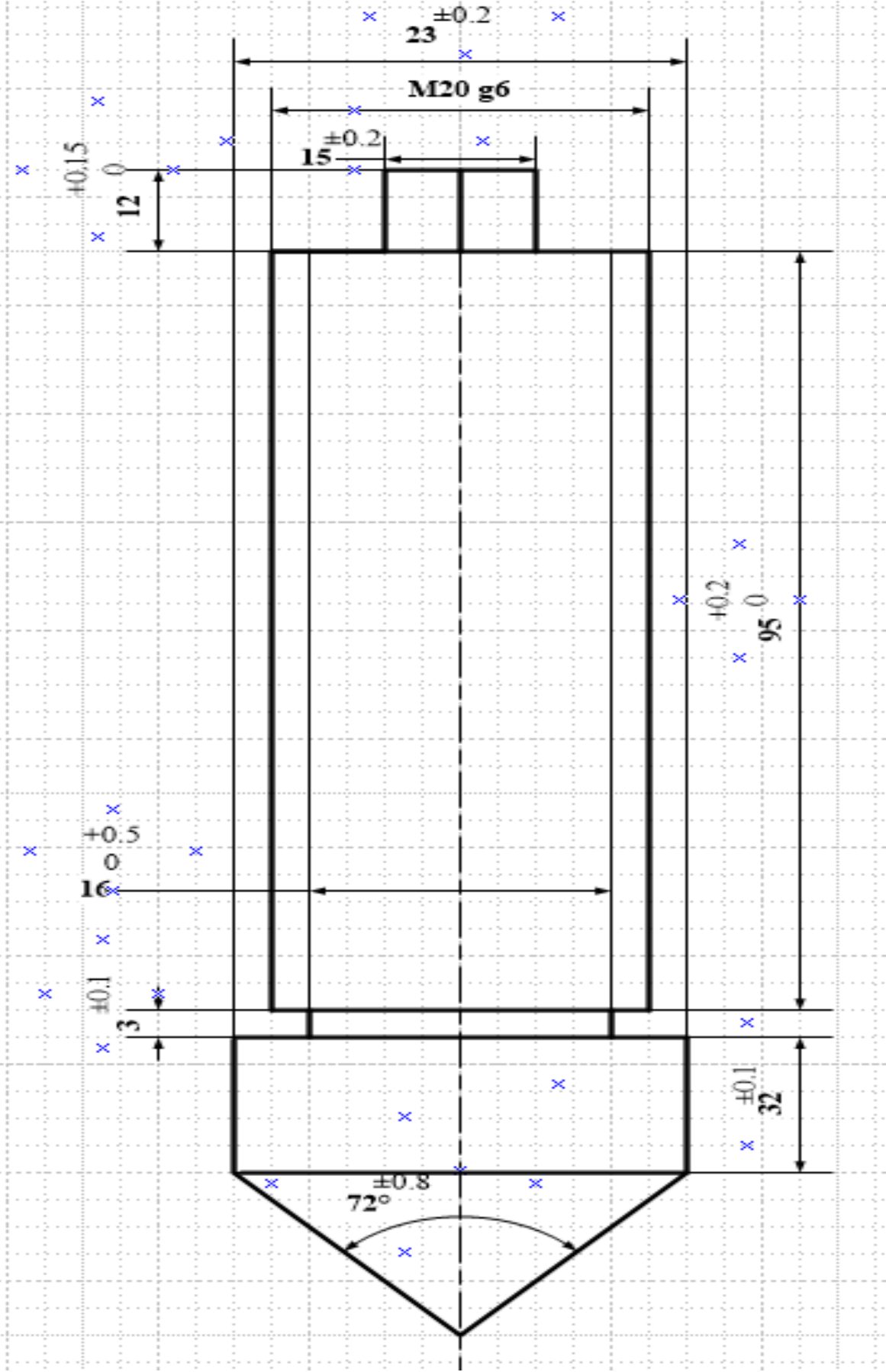


Figure IV.8 : Tolérance dimensionnelle de l'élément (1).

**CHAPITRE IV : Tolérancements.**



**Figure IV.9 : Tolérance dimensionnelle de l'élément (2).**

## CHAPITRE IV : Tolérancements.

### IV.10. Tolérance géométrique

#### Elément 1

- Le choix de tolérance dans le parallélisme à partir du tableau de tolérance d'orientation située dans le chevalier avec une tolérance réduite  $IT=5$ .
- La perpendicularité a été choisie à partir de qualité  $Q=9$  d'une grande précision dans le but de trouver un choix de tolérance géométrique à partir de tableau de qualité avec une tolérance réduite  $IT=6$ .
- Le choix de tolérance géométrique de la coaxialité a été choisi à partir de la qualité avec une large tolérance de  $IT=3$
- Le choix de tolérances géométriques de la perpendicularité a été calculé  
 $1000 \rightarrow 0.04$  donc  $X=0.02$   
 $60 \rightarrow X$   
On a trouvé une précision moyenne d'une tolérance large  $IT=0.02$  (Figure IV.10)

#### Elément 2

- La perpendicularité a été choisie à partir de choix de qualité  $Q=7$  avec une moyenne de précision de tolérance de  $IT=0.02$ .
- La coaxialité de cette partie de l'élément 2 de l'outil, le choix de tolérance géométrique  $IT=0.05$  à partir de la qualité  $Q=8$  avec une grande précision
- Le choix de tolérance dans la symétrie à partir du tableau de tolérance de position située dans le Chevallier avec une tolérance large  $IT=11$
- Le choix de tolérance dans le parallélisme à partir du tableau de tolérance d'orientation située dans le chevalier avec une tolérance réduite  $IT=5$  (Figure IV.11)



## CHAPITRE IV : Tolérancements.

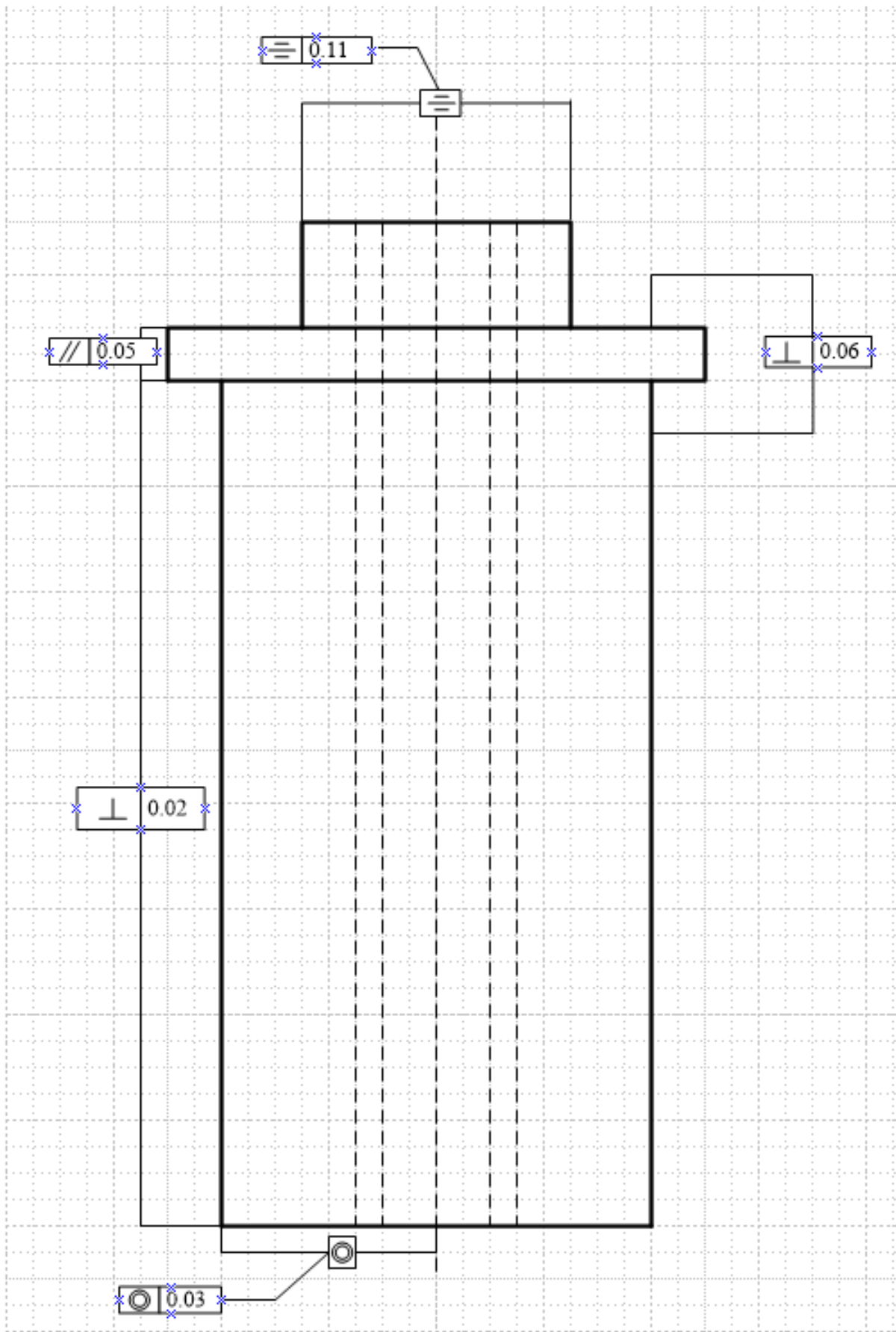
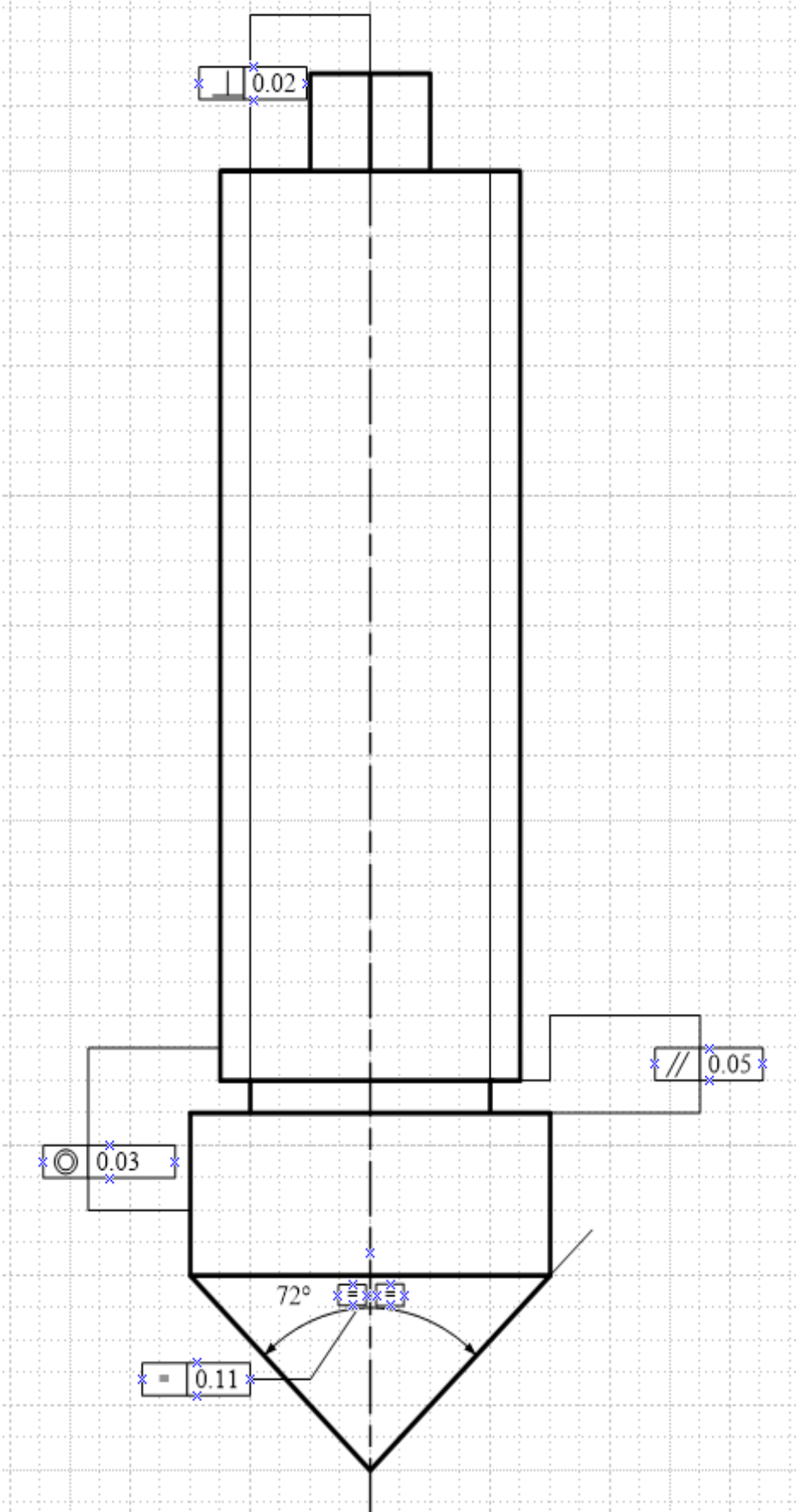


Figure IV.10 : Tolérance géométrique de l'élément (1).

**CHAPITRE IV : Tolérancements.**



**Figure IV.11 : Tolérance géométrique de l'élément (2).**

## **CHAPITRE IV : Tolérancements.**

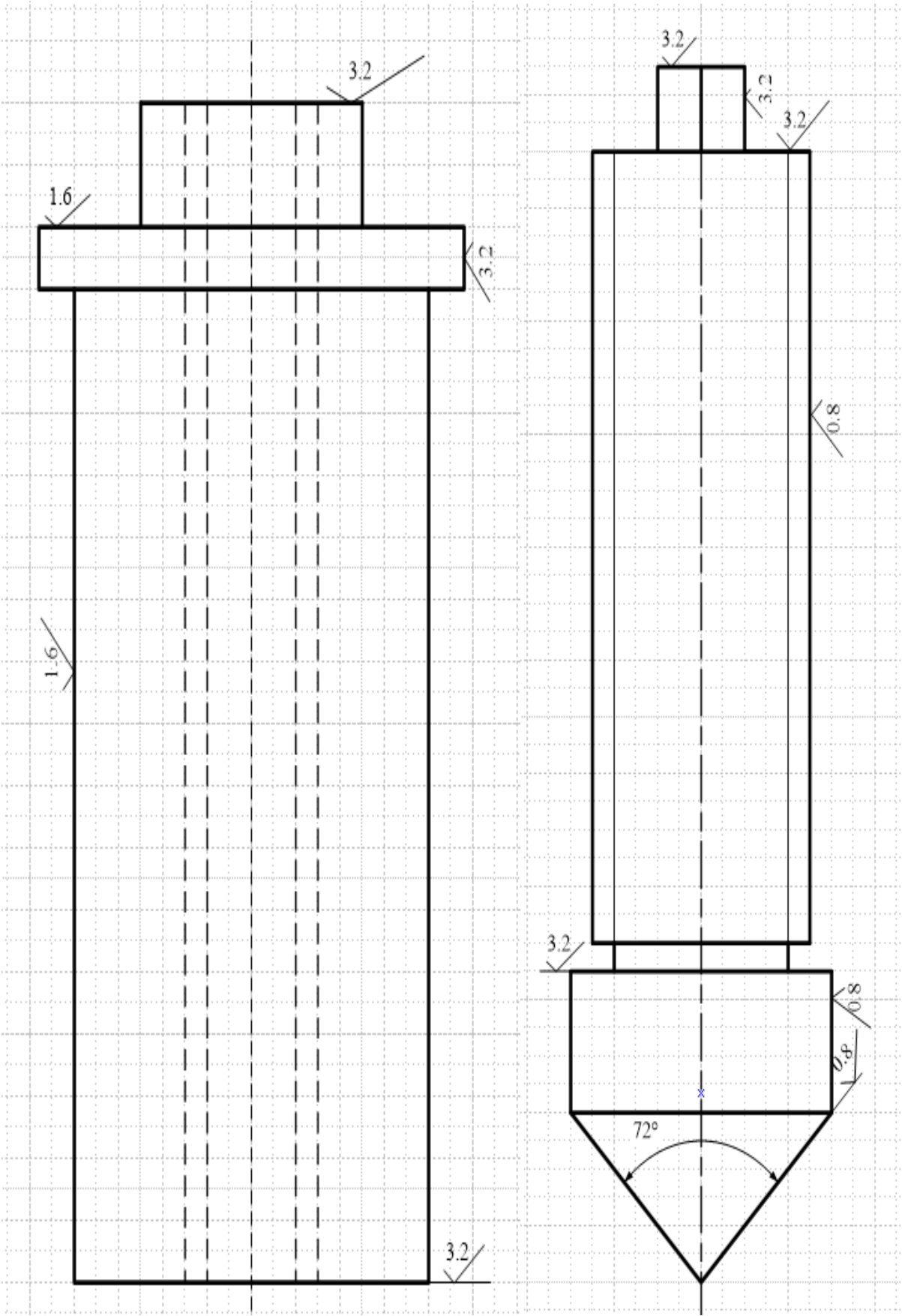
### **IV.11. Rugosité**

Le choix de tolérance dimensionnelle et géométrique de l'outil de montage et sertissage de la douille d'injecteur a besoin aussi d'un choix de rugosité de chaque surface de l'outil. En respectant les critères de choix de rugosité précédemment cités, les états des surfaces des deux éléments de l'outil de sertissage sont illustrés par la figure IV.12. Nos choix ont une relation avec la qualité choisis des tolérances dimensionnelles et géométriques.

### **IV.12. Conclusion**

Dans ce chapitre, un choix de tolérances dimensionnelles et géométriques ainsi que de rugosité a été réaliser moyennant des critères bien définis et en connaissance des particularités des différentes surfaces des deux éléments de l'outil de sertissage. Suite à cela, une représentation normalisée des deux éléments à été effectuée.

**CHAPITRE IV : Tolérancements.**



**Figure IV.12 : Rugosité de l'outil.**

# Conclusion générale

## **Conclusion Générale :**

Dans la lumière de notre projet de fin d'étude effectuée au sein de l'entreprise COSIDER - ALREM sous le titre de « étude et conception d'un outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur » et qui s'inscrit dans le cadre de la formation universitaire pour l'obtention d'un diplôme de master 2 en génie mécanique, spécialité construction mécanique nous avons profité d'une expérience très riche dans le domaine mécanique, du camion et de découvrir dans le détail le travail sur le terrain. Ceci nous a donné l'opportunité de participer concrètement à ses enjeux au travers d'une mission qui consiste à faire la conception d'un outil de montage doté d'un mécanisme de transformation de mouvement à savoir système vis – écrou.

Dans cette perspective nous avons commencé notre travail par une vision général, sur le problème de l'outil de montage et sertissage d'une douille d'injecteur. Par la suite, une conception du dite outil a été adaptée. Une simulation du comportement de l'outil est faite afin de s'assurer de sa résistance au chargement qu'il subit.

Afin de rendre la fabrication de l'outil de sertissage possible, nous avons pensé qu'il est judicieux d'établir une marge d'erreur des caractéristiques dimensionnelles et géométriques

A cet effet, j'espère que ce travail a pu satisfaire dans une longue mesure de la société COSIDER- ALREM

**REFERENCES**  
**BIBLIOGRAPHIES**

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Dunod, paris,2011,2016 11 rue Paul Bert, Malakoff www.dunod.com ISBN978-2-10-075479-3
- [2] Fiche technique Cursor C13
- [3] www.iveco.com.
- [4] Motors légende [archive], Technique : La culasse, p1
- [5] « Les systèmes d'injection » [archive], sur Educauto
- [6] Chevallier guide du dessinateur industriel édition 2004
- [7] <https://www.tircollection.com/t13539-le-sertissage-une-facon-de-le-voir>
- [8] [https://www.researchgate.net/publication/337088707\\_2\\_LIAISONS\\_MECANIKUES](https://www.researchgate.net/publication/337088707_2_LIAISONS_MECANIKUES)
- [9] [http://xpessoles.pts.free.fr/fichiers/PDF\\_VRAC/02\\_encastrement.pdf](http://xpessoles.pts.free.fr/fichiers/PDF_VRAC/02_encastrement.pdf)
- [10] [https://cours-examens.org/images/An\\_2013\\_2/Etude\\_superieure/TCT/Dessin\\_technique/D2/C6\\_Filetage.pdf](https://cours-examens.org/images/An_2013_2/Etude_superieure/TCT/Dessin_technique/D2/C6_Filetage.pdf)
- [11] <https://www.alloprof.qc.ca/fr/eleves/bv/sciences/les-proprietes-des-materiaux-s1447>
- [12] <http://momprou.free.fr/elasticite/>
- [13] <https://www.fondation-lamap.org/fr/page/11248/elasticite-et-plasticite>
- [14] « Endommagement et ductilité en mise en forme », Techniques de l'Ingénieur, 10 juin 2009
- [15] Buffon et Frédéric Cuvier, Œuvres complètes de Buffon, t. 3 - Minéraux, Paris, F.D. Pillot, 1829
- [16] Cours de Sciences des Matériaux de l'école des Mines d'Albi, « Ductilité, fragilité et transition ductile- fragile
- [17] « Détermination de la ténacité de matériaux fragiles ou ductiles à partir de l'essai d'indentation », Revue de Métallurgie, 2013



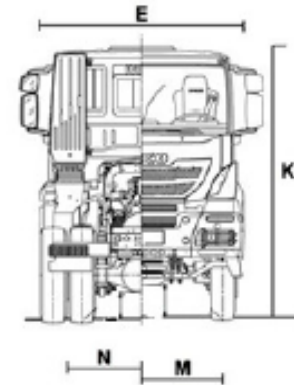
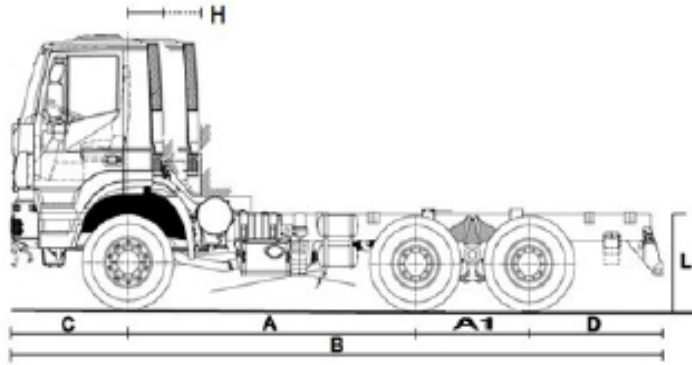
- [18] MICHAEL F. ASHBY, MATERIALS SELECTION IN MECHANICAL DESIGN SECOND EDITION, Cambridge University, England, Department of Engineering, 1992, 41 p
- [19] CNRTL, Entrée « dureté »
- [20] Bastian, M. and B.Q. Li, An efficient automatic mesh generator for quadrilateral elements implemented using C++. *Finite Elements in Analysis and Design*, 2003. 39(9): p. 905-930.
- [21] TrueGrid, A Quality Mesh, <http://www.truegrid.com/guality.html> (Consulté le 23 février 2004).
- [22] George, P.-L. and H. Borouchaki, Delaunay triangulation and meshing application to finite elements. 1998, Paris: Hermès. vii, 413.
- [23] Khawaja, A. and Y. Kallinderis, Hybrid grid generation for turbomachinery and aerospace applications. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 2000. 49(1): p. 145-166.
- [24] Lackner, R. and H.A. Mang. Mesh generation and mesh refinement procedures for the analysis of concrete shells. in *ECT and CST*, Sep 1 2000. 2002. Leuven, Belgium: Elsevier Science Ltd.
- [25] Gotoh, M. and J. Zhu, Automatic remeshing of 2D quadrilateral elements and its application to continuous deformation simulation: part II applications. *Journal of Materials Processing Technology*, 1999. 87(1-3): p. 179-191.
- [26] <https://www.lrccp.com/fr/qui-sommes-nous/moyens-dessais/item/logiciel-de-calcul-par-elements-finis-abaqus>
- [27] <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/archives-th12/archives-travail-des-metaux-assemblage-tiabt/archive-1/tolerances-et-ecarts-dimensionnels-geometriques-et-d-etats-de-surface-b7010/tolerances-geometriques-b7010niv10003.html>
- [28] [https://www.cours-examens.org/images/An\\_2015\\_1/Etudes\\_superieures/Mecanique/Eloued/ChapitreIII.pdf](https://www.cours-examens.org/images/An_2015_1/Etudes_superieures/Mecanique/Eloued/ChapitreIII.pdf).

# ANNEXES

# A1 : Fiche technique de camion Iveco Trakker 6x4.

## IVECO TRAKKER AD/AT 380T38 H Euro III

Porteur 6x4



MASSES (kg.)	P.T.C.*	P.T.R.*	Essieu AV	Tandem
Poids technique (std.)	34.000	44.000	8.000	26.000
Poids technique (opt.)	40.000**	60.000	7.500 - 8.500 - 9.000 (*)	29.200 (**)
* Selon les marchés et les homologations				
** 40.000 kg. Seul en combinaison avec pneus OPT 20013 - 20022				
(*) 8.500 - 9.000 kg. Seul avec 26.000 kg. sur tandem et pneus OPT 20885				
(**) 29.200 kg. Seul avec 8.000 kg. sur essieu avant et avec pneus OPT 20013-20022-20764				

POIDS à VIDE (kg) Cab / Empt.	A.D.*	3.200	3.500	3.820	4.200	4.500
Essieu AV		4.730	4.750	4.775	4.775	4.765
Essieu AR		4.660	4.670	4.695	4.775	4.855
Total		9.390	9.420	9.470	9.550	9.620
CHARGE UTILE (kg.) à P.T.C. 34 t		24.610	24.580	24.530	24.450	24.380
* Active Day (cabine courte)						

DIMENSIONS (mm)						
A	Empattement	3.200	3.500	3.820	4.200	4.500
A1	Tandem	1.380	1.380	1.380	1.380	1.380
B	Longueur total hors pare-chocs	7.682	7.997	8.267	9.257	9.527
C	Porte à faux avant	1.440	1.440	1.440	1.440	1.440
D	Porte à faux arrière	1.495	1.495	1.495	2.080	2.080
E	Largeur aux ailes AV	2.550	2.550	2.550	2.550	2.550
H	L. essieu A/ AR de cabine	AD	445	445	445	445
		AT	900	900	900	900
K	Hauteur de la cabine (à vide)*	3.106	3.106	3.106	3.106	3.106
L	La hauteur du cadre arrière	1.100	1.100	1.100	1.100	1.100
	Epaisseur de cadre	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0
	Diamètre de braquage	15.950	16.650	17.450	18.400	19.150
M	Vole avant	2.040	2.040	2.040	2.040	2.040
N	Vole arrière	1.827	1.827	1.827	1.827	1.827
P	Garde au sol (avant)	337	337	337	337	337
	Garde au sol (arrière)	310	310	310	310	310
* Toit bas standard						

PNEUS	Code de pneus	Mission	Dimensions de pneus		Dimensions jantes	
			Avant	Arrière	Avant	Arrière
Standard	20079	C	13 R 22,5	13 R 22,5	22,5x9,00	22,5x9,00
Option	20188*	C	12 R 20	12 R 20	20 x 8,5	20 x 8,5
Option	20764	D	12 R 24	12 R 24	24 x 8,5	24 x 8,5
Option	20013	C	325/95 R 24	325/95 R 24	24x8,5	24x8,5
Option	20022	D	325/95 R 24	325/95 R 24	24 x 8,5	24 x 8,5
Option	20790	C	315/80 R 22,5	315/80 R 22,5	22,5x9,00	22,5x9,00
Option	20885	D	385/65 R 22,5	315/80 R 22,5	22,5x11,75	22,5x9,00

Code de mission de pneus: C- toutes utilisations ; D - mixte / hors route

\* Poids maximum 7.500 sur essieu avant

NOTE: Charge en ordre de marche suivant descriptif incluant: l'eau, l'huile, boîte à outils, cric et conducteur de 75 kg.s. Les poids sont sujettes à une tolérance industrielle de +/5 %. Poids à vide: cabine longue ajouter 110 Kg. Cabine longue + toit moyen ajouter 230 Kg.

# IVECO

## TRAKKER

### AD/AT 380T38 H Euro III

<b>MOTEUR</b>	<b>Iveco Cursor 13 (F3BEE681G*B)</b>
Turbocharger	Waste Gate
Cylindres en ligne	6
Alésage (mm)	135
Course (mm)	150
Cylindrée (litres)	12,88
Puissance max (CV/kW)	380/279
À tr/min	1900
Couple max (Nm)	1800/183
À tr/min	900
Puissance train moteur	295kW à 2400 tr/min
Refroidissement	Eau
Alimentation du combustible	Unité pompe-injecteur
Limiteur de vitesse	90kmh

#### BOÎTE DE VITESSES

Rapports	Mécanique 16S 2220 TO		Eurotronic 16AS 2630 TO	
	1ère	13,90	1ère	14,12
2e	11,54	2e	11,68	
3e	9,49	3e	9,54	
4e	7,93	4e	7,89	
5e	6,53	5e	6,52	
6e	5,46	6e	5,39	
7e	4,57	7e	4,56	
8e	3,82	8e	3,78	
9e	3,02	9e	3,09	
10e	2,53	10e	2,56	
11e	2,08	11e	2,09	
12e	1,74	12e	1,73	
13e	1,43	13e	1,43	
14e	1,20	14e	1,18	
15e	1,00	15e	1,00	
16e	0,84	16e	0,83	
Marche arrière 1	12,92	MAR 1	13,07	
Marche arrière 2	10,80	MAR 2	10,81	

#### PERFORMANCE

<b>Type: 16S 2220 TO</b>	(Avec pneus standard)				
Rapport au pont	<b>4,227</b>	4,67	5,01	5,56	6,096
Vitesse Adaptée (km/h)	<b>109</b>	99	92	83	76
Pente surmontée à 44 t P.T.R.	<b>44</b>	49	54	62	71
Pente surmontée à 60 t P.T.R.	<b>30</b>	34	37	42	47

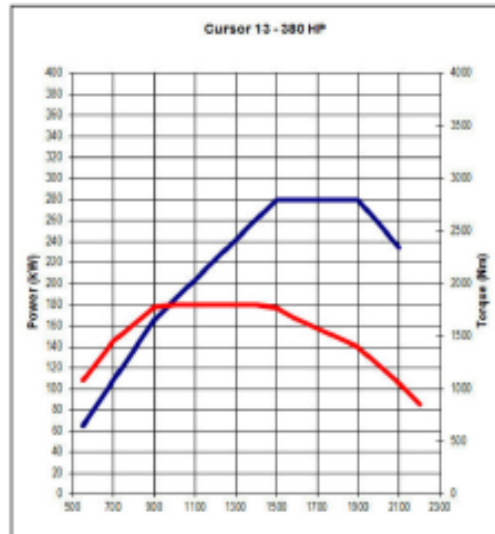
<b>Type: 16AS 2630 TO</b>	(Avec pneus standard)				
Rapport au pont	<b>4,67</b>	4,227	5,01	5,56	6,096
Vitesse Adaptée (km/h)	<b>100</b>	111	93	84	77
Pente surmontée à 44 t P.T.R.	<b>51</b>	45	56	64	74
Pente surmontée à 60 t P.T.R.	<b>35</b>	31	38	43	48

#### EMBRAYAGE

Type	Sec 16S - Electrical-air 16AS
Diamètre (mm)	(17") 430 mm

#### FREINS

Type	2 indépendant pneumatic circuits
Service	A.B.S. + E.B.L.
Essieu AV (disques)	Disques. 432 mm Zone de friction: 784 cm <sup>2</sup>
Essieu AV (tambour) avec pneus OPT (code 20188 - 20764)	Tambour. 410 mm Zone de friction : 2884 cm <sup>2</sup>
Tandem	Tambour:410 mm Zone de friction: 3220 cm <sup>2</sup>
Stationnement	Mécanique avec le cylindre à ressort,arrière
Urgence	Combiné avec train de stationnement.
Réservoirs d'air	5 x 20 litres, acier
Compresseur d'air	352cc - monocylindre
Sécheur chauffé	Air Traitant Unité
Liaison remorque	Prise 15 pôles STD



#### EQUIPEMENT ÉLECTRIQUE

Tension	24v négatif, mise à la masse
Alternateur	28v, 90A
Démarrateur	24v, 5,5kW
Batteries	2 x 12v, 170Ah
Protections circuits	Par fusibles
Système	Multiplex - CAN line data bus

#### SUSPENSIONS

Avant	Paraboliques
Arrière	Semi elliptiques
Barres stabilisatrices	Avant et arrière
Amortisseurs	2 avant

#### DIRECTION

Type	ZF 8098. Assistance
Diamètre de volant	510 mm

#### AXLES

Directeur (disques)	Iveco 5886/D. Rigid.
Directeur (tambour)	Iveco 5886/2D. Rigid.
Moteur	453291/2D. Réduction de moyeu.

#### RESERVOIR A COMBUSTIBLE

Type et capacité	300 Lt acier, bouchon verrouillable.
------------------	--------------------------------------

#### INTERIEUR CABINE

##### Active Time

Garnissage intérieur en tissu. Vitres électrochromes. 1 couche intérieure sans réseau de protection. Module de commande à la tête du lit. Siège conducteur pneumatique en tissu avec ceinture 3 points et appui-tête intégré, réglage de l'assise en hauteur en avancée et en longueur. Siège passager mécanique en tissu avec ceinture 3 points et appui-tête intégré. Rangements: porte bouteille dans les portières, sous la couchette sont logés coffres, porte bouteille et porte documents. Prédiposition pour Radio et CB. Régulateur de vitesse. Prédiposition électrique pour les carrossiers dans la planche de bord. Expansion Module. Prédiposition de P.T.O. Triangle d'avertissement. Tuyau gonflage pneus. Compteur en KPH-MPH. Chauffage de cabine standard. Jack.

##### Active Day

Comme ci-dessus sans couchette et coffre. Porte bouteille/documents dans le dos cabine.

#### CABINE EXTERIEUR

##### Active Time

Cabine profonde en tôle d'acier galvanisé 2 faces. Basculement cabine manuel jusqu'à 60°. Protection des tôles contre la corrosion par cathodisation. Face avant en matériaux composite SMC. Suspension cabine mécanique. Coffre à outils côté gauche. Retroviseurs à réglage manuel: 2 principaux, 1 d'accostage, 1 grand angle. Optique d'éclairage à norme CEE

##### Active Day

Comme ci-dessus sans arimage extér.

#### CHASSIS

Construction d'échelle. Longerons en acier pressé et les traverses rivetées et boulonnées. (Section à C)

<b>Hauteur (mm) x Largeur (mm):</b>	<b>300x80</b>
-------------------------------------	---------------

NOTE: Les descriptions et caractéristiques de cette fiche sont données à titre indicatif. Iveco se réserve le droit de modifier les spécifications sans préavis.

## A2 : Propriété mécanique

### Propriété mécanique

Une propriété mécanique est une propriété caractéristique d'un matériau qui décrit son comportement lorsqu'il est soumis à une ou plusieurs contraintes mécaniques.

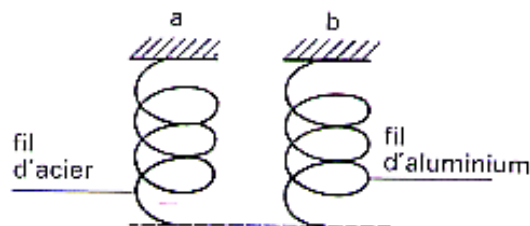
Sous l'effet d'une contrainte, certains matériaux se déforment (ex. : caoutchouc) alors que d'autres résistent (ex. : verre) ou encore se brisent (ex. : porcelaine). Le fait que les matériaux ne réagissent pas tous de la même façon sous l'effet des contraintes est fonction de leurs propriétés mécaniques. La connaissance des propriétés mécaniques des matériaux est essentielle à la conception et à la fabrication d'objets techniques. Il est en effet important de sélectionner les matériaux adéquats afin que la pièce créée puisse résister aux contraintes qu'elle subit. Voici les principales propriétés mécaniques.

### Elasticité et plasticité

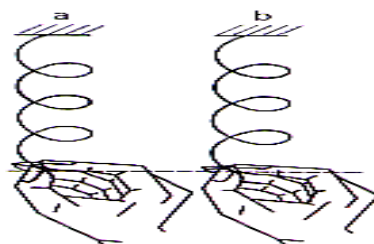
Les métaux se déforment différemment en fonction de la contrainte qui leur est appliquée. Il existe deux régimes : le régime élastique et le régime plastique.

#### Élasticité :

L'élasticité est la propriété que possèdent certains corps de reprendre leur forme et leur longueur initiale quand on cesse d'exercer la force qui les déformait. Prenons un fil d'acier et un fil d'aluminium enroulés en hélice (en forme de ressort à boudin).

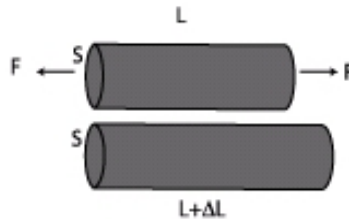


Si l'on tend légèrement les deux fils, on remarque un allongement et une déformation (cf. figure ci-dessous).



L'acier a donc des caractéristiques d'élasticité contrairement à l'aluminium. L'élasticité est une transformation réversible.

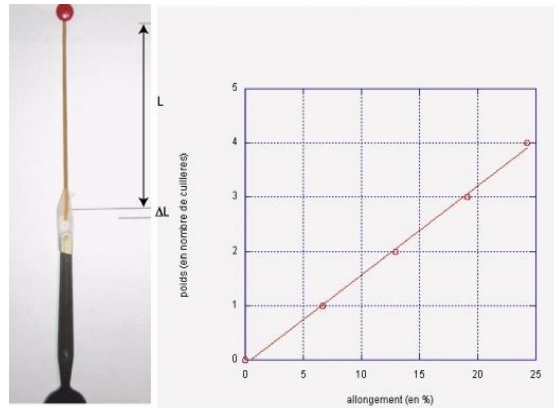
Les solides élastiques ont la particularité de se déformer de façon réversible. Prenons l'exemple d'une déformation unie axiale d'une éprouvette cylindrique soumise à la force  $F$ . On définit la déformation  $\epsilon$ , comme étant la variation de sa longueur  $\Delta L$  dans une direction donnée, rapportée à la longueur initiale de l'éprouvette  $L$ , ce qui donne en termes mathématiques :  $\epsilon = \Delta L / L$



On conçoit aisément que plus la force appliquée est grande et plus l'éprouvette va s'allonger. Toutefois cela dépend évidemment de sa section : il est plus facile de tordre une petite cuillère qu'un rail ! C'est pourquoi on rapporte toujours cette force par unité de surface. On parle alors de contrainte ( $\sigma = F/S$ ) ou pour parler plus clairement de pression. La force, c'est la pression multipliée par la surface en contact. Vous comprenez maintenant pourquoi les fenêtres des hublots sont petites !

Une autre remarque semble également évidente : les matériaux sont plus ou moins « rigides ». Tirer sur un élastique est plus facile que d'étirer un fil de fer (de même section) ! Quelle relation existe-t-il entre l'allongement et la contrainte ?

Le premier qui s'est vraiment intéressé à la chose était l'anglais Hooke (1635-1702). Ne disposant pas des machines de traction de Hooke qui déformait des métaux, je vous propose de faire l'expérience suivante : prenez un élastique (ou un petit ressort) dont vous mesurez la longueur initiale. Suspendez-le à un poids fixe (pourquoi pas des petites cuillères !) et mesurez son allongement (relatif). Recommencez avec deux, trois... fois le même poids et mesurez à chaque fois l'allongement. Reportez l'allongement en fonction du poids. On obtient une magnifique droite indiquant que l'allongement est proportionnel au poids, c'est-à-dire la force appliquée.



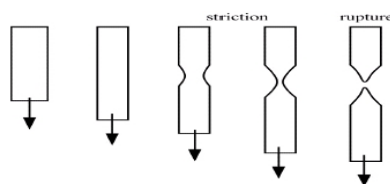
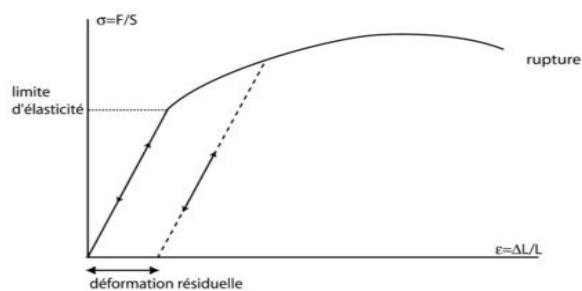
Nous avons établi ici la loi de Hooke, et que l'on écrit en terme mathématique :

$$\sigma = C\epsilon$$

C'est appelée constante d'élasticité décrit la « raideur » du matériau. Dans le cas d'un élastique, cette constante est faible, un allongement de plus de 100% est facile à atteindre.

### Plasticité

Prenons une éprouvette cylindrique métallique et déformons-la en imposant une vitesse de déformation constante. Si l'on reste dans le domaine élastique, le relâchement de la contrainte rétablit la forme initiale de l'éprouvette. On dit que la transformation est réversible. La courbe de la contrainte (force ramenée à la surface de la section de l'éprouvette) en fonction de la déformation (pourcentage d'allongement dans la direction de traction) est linéaire et réversible (c'est la loi de Hooke).



Au-delà de la limite d'élasticité (en général plusieurs tonnes par  $\text{cm}^2$ ), les matériaux ductiles (par opposition à fragiles) continuent de se déformer, mais la contrainte croît moins vite pour assurer une vitesse de déformation constante. Cependant cette déformation n'est pas réversible et un allongement résiduel subsiste après la suppression de la contrainte. On parle de déformation plastique. Toutefois, comme la décharge de l'éprouvette s'effectue réversiblement, la limite d'élasticité augmente lors d'une nouvelle déformation. Le matériau s'est durci. Les mécanismes de durcissement seront étudiés dans la suite.

Lorsque la déformation augmente encore, la contrainte nécessaire d'une part augmente à cause du durcissement, mais d'autre part l'échantillon s'affaiblit, car sa section diminue. On parle d'un phénomène de striction. Il arrive un moment où les deux effets se compensent, et aucune force supplémentaire n'est nécessaire pour maintenir la déformation. Ceci conduit irrémédiablement à la rupture de l'échantillon.

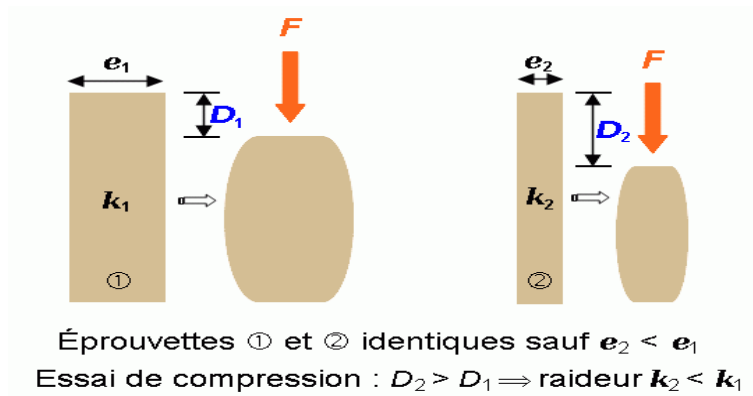
### **Résistance mécanique**

La résistance des matériaux (RDM) est une discipline particulière de la mécanique des milieux continus, permettant le calcul des contraintes et déformations dans les structures des différents matériaux (machines, génie mécanique, bâtiment et génie civil).

La RDM permet de ramener l'étude du comportement global d'une structure (relation entre sollicitations — forces ou moments — et déplacements) à celle du comportement local des matériaux la composant (relation entre contraintes et déformations). L'objectif est de concevoir la structure suivant des critères de résistance, de déformation admissible et de coût financier acceptable.

Lorsque l'intensité de la contrainte augmente, il y a d'abord déformation élastique (le matériau se déforme proportionnellement à l'effort appliqué et reprend sa forme initiale lorsque la sollicitation disparaît), suivie parfois (en fonction de la ductilité du matériau) d'une déformation plastique (le matériau ne reprend pas sa forme initiale lorsque la sollicitation disparaît, il subsiste une déformation résiduelle), et enfin rupture (la sollicitation dépasse la résistance intrinsèque du matériau).





## Rigidité

Intervalle de la déformation élastique réversible d'une structure atomique. Cette propriété est liée aux forces interatomiques dues à la variation de distance entre les atomes. Elle est caractérisée par le module longitudinal de Young ou la loi de Hooke est valable. Elle est mesurée suite à un essai de traction.

Rigidité peut désigner :

- la rigidité, en science des matériaux, reliée à la raideur, est définie par le module d'élasticité  $E$ . Ne pas confondre rigidité et dureté. La dureté d'un matériau définit la résistance relative qu'oppose sa surface à la pénétration d'un corps plus dur, tel un duromètre.
- Rigidité d'un châssis, en mécanique automobile.
- Rigidité diélectrique, valeur maximum du champ électrique qu'un milieu isolant peut supporter avant le déclenchement d'un arc électrique.

## Ductilité

La ductilité désigne la capacité d'un matériau à se déformer plastiquement sans se rompre. La rupture se fait lorsqu'un défaut (fissure ou cavité) devient critique et se propage. Un matériau qui présente une grande déformation plastique à rupture est dit ductile, sinon il est dit fragile. C'est une propriété dite "purement géométrique": elle ne caractérise qu'un allongement à la rupture (sans unité, ou l'allongement en mètre si la longueur pour l'essai de ductilité est normalisée), indépendamment de l'énergie ou de la contrainte nécessaire à cette rupture.

L'origine de la ductilité d'un métal est la mise en mouvement des dislocations dont il est le siège. Cependant, cette mise en mouvement génère d'autres dislocations, qui se gênent mutuellement ce qui durcit le matériau, mais néanmoins le rend plus fragile : c'est le phénomène d'écrouissage.

La ductilité est une propriété conditionnée par la malléabilité. « La malléabilité est le premier indice de la ductilité ; mais elle ne nous donne néanmoins qu'une notion assez imparfaite du point auquel la ductilité peut s'étendre. »

La ductilité désigne surtout la capacité d'une matière à résister à l'étirement. Par exemple, l'or est le matériau le plus ductile, car le fil que l'on obtient par son étirement extrême, sans rupture, est le plus fin de tous les fils que l'on obtient pour l'ensemble des matériaux connus. Autre exemple, le plomb, en raison de sa ductilité, a été utilisé pour fabriquer des conduits de canalisation résistant au gel (usage interdit depuis 1995 en raison de sa toxicité).

### **Ténacité**

La ténacité est la capacité d'un matériau à résister à la propagation d'une fissure.

On peut aussi définir la ténacité comme étant la quantité d'énergie qu'un matériau peut absorber avant de rompre, mais il s'agit d'une définition anglophone. En anglais, on fait la différence entre "toughness", l'énergie de déformation à rupture par unité de volume (, ce qui correspond aussi à des Pascal) et "fracture toughness", la ténacité au sens de résistance à la propagation de fissure. Il n'existe en effet aucune relation universelle liant l'énergie de déformation à rupture et la résistance à la propagation de fissure, qui n'ont d'ailleurs pas du tout la même unité.

La ténacité d'un matériau donne la contrainte (en Pascal) qu'une structure faite de ce matériau peut supporter, si elle présente une fissure d'une certaine longueur. On exprime la ténacité avec la racine carrée de cette longueur. La ténacité d'un matériau s'exprime donc en.

La ténacité d'un matériau n'est pas strictement corrélée à sa fragilité/ductilité (cette dernière se quantifiant par un allongement relatif à rupture, sans unité). Il existe de multiples alliages métalliques ductiles à ténacités plus faibles que nombre de céramiques techniques fragiles. Les carbures de tungstène ont par exemple la même ténacité que des alliages de plomb, matériaux très ductiles, mais sont fragiles.

### **Dureté**

La dureté est une qualité physique indiquant la résistance au toucher, à la pression, au choc et à l'usure ; elle caractérise le minéral, le métal, les matériaux, l'eau et les aliments.

L'acception courante de « dureté » recouvre une résistance aux chocs, comme lorsqu'on parle de « porcelaine extra-dure », pour laquelle l'emploi du terme de résilience serait alors plus approprié. Cependant, elles restent liées à la facilité (autrement dit : la variation d'énergie) avec

laquelle le matériau, soumis à une contrainte (pression hydrostatique, cisaillement), réagit. La dureté (en général) peut se traduire par l'expression de constantes mécaniques, comme le module de compressibilité ou le module de cisaillement (exprimés en pascals). Par métaphore, la dureté qualifie un trait de caractère s'opposant à la douceur.

