

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية والشعبية وزارة التعليم العالي والبحث العلمي



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche
scientifique



Université Saad Dahleb - Blida 1
Faculté de technologie
Département de Génie mécanique

Mémoire de fin d'étude

En vue de l'obtention du diplôme Master en Génie Mécanique

Option : Fabrication Mécanique et Productique « FMP »

Thème :

**Etude, conception et réalisation d'un
Pont différentiel d'automobile**

Réalisé par :

- MOKDAD Housseem eddine
- CHEBLI Abdelmalek

Encadré par :

DR. MECHRAOUI Salah-Eddine

Année universitaire 2020/2021

REMERCIEMENTS

En premier lieu, 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.

En second lieu, nos remerciements les plus sincères vont droit à nos parents qui n'ont pas cessé de nous encourager et nous soutenir tout au long du long parcours que furent nos études.

Ce travail était effectué sous l'encadrement de monsieur MECHRAOUI Salah-Eddine docteur à la faculté de mécanique de Saad Dahleb Blida 1. Toute notre gratitude à notre encadreur de mémoire, Dr MECHRAOUI, avec qui nous avons eu le plaisir de travailler.

Nous le remercions vivement d'avoir assuré la direction et le bon déroulement de ce travail ainsi que pour ses conseils précieux.

Sans oublier toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin pour achever ce travail

Enfin, nous remercions nos chers amis qui nous ont soutenus dans tous nos parcours du cycle

Des études

Dédicace

Ce travail est spécialement dédié à :

Mes chers parents, qui ont consacré leurs existences à bâtir la mienne, pour leur soutien, patience et soucis de tendresse et d'affection, pour tous ce qu'ils ont fait pour que je puisse arriver à ce stade.

A mes frères et à ma sœur. Je ne cesserai de témoigner mon amour envers vous.

- A mon cher ami et mon binôme Abdelmalek.

A mes chers amis qui mon soutenue et encouragée.

- A tous ce qui m'ont aidé de près ou de loin.

MOKDAD Housseem Eddine

Je dédie ce modeste travail à

- A mes très chers parents, source de vie, d'amour et d'affection,

- A mes chers frères et toute ma famille source d'espoir et de motivation,

- A tous mes amis et mon cher ami avant d'être binôme,

- A tous ce qui m'ont aidé de près ou de loin

CHEBLI Abdelmalek

Tables des matières

Introduction générale	1
-----------------------------	---

Chapitre I : Généralités

1.1. Introduction	2
1.2. Définition du différentiel.....	2
1.3. Généralité sur les ponts automobile.....	2
1.4. Types de pont automobile	3
1.4.1. Pont rigide	4
1.4.2. Ponts à suspension indépendante	5
1.5. Constitution et différents avec composants	6
1.6. Principes de fonctionnement.....	7
1.7. Analyse de fonctionnement	8
1.7.1. En ligne droite.....	8
1.7.2. En virage	8
1.7.3. Avec une roue bloquée.....	8
1.8. Avantages et inconvénient du pont.....	9
1.9. Les engrenages utilisé dans le différentiel.....	9
1.9.1. Caractéristiques des engrenages.....	10
1.9.1.1. Caractéristiques des dentures	10
1.9.1.2. Caractéristiques des dentures	11
1.9.2. Différents types d'engrenages.....	12
1.10. Les types d'engrenages utilisés pour les ponts	12
1.10.1 Engrenages, spiro-conique	12
1.11. Les Défauts courants de pont différentiel.....	13
1.11.1. Défauts d'engrenage	13
1.11.1.1. Défauts généralisés	13
1.11.1.2. Défauts localisés	14
1.11.2. La rupture par fatigue.....	15
1.11.3. Corrosion	16
1.11.3.1. Corrosion chimique.....	16
1.11.3.2. Corrosion de contact	16
1.11.4. Surchauffe.....	16
1.11.5. Défaut de Roulement	16
1.11.6. Défaut d'arbres	17
1.11.7. Accouplement	17
1.12. Autres défaillances	18
1.13 Le contrôle non destructif (CND)	18

Chapitre II : Choix de matériaux, étude et calcul RDM

2.1. Introduction	19
2.2. Matériaux utilisés pour les différents organes du pont	19
2.2.1. Désignation normalisée des aciers	19
2.2.2. Les pignons de différentiel.....	19
2.2.3. L'arbre	20
2.3. Traitements thermiques des aciers.....	20
2.4. Principe de traitement thermique	20
2.5. Etude technologique de transmission de mouvement.....	21
2.5.1. Le rôle de chaque composant.....	21
2.6. Calcul des différents rapports	21
2.6.1. Fiche technique du véhicule choisi	21
2.6.2. Détermination du poids total à charge	22
2.6.3. Paramètre des calculs.....	22
2.7. Calculs et dimensionnement	24
2.7.1. Calcul des engrenages (pignon satellites)	24
2.7.2. Le dimensionnement de pignon et la couronne.....	29
2.7.3. Les efforts sur la dent de pignon et la couronne	30
2.8. Dimensionnement de demi-arbres des roues	30
2.8.1. Généralités.....	30
2.8.2. Calcul de moment fléchissant résultant de demi-arbre suivant le plan (ox ; oy)	31
2.8.3. Calcul de moment de torsion de demi-arbres.....	32
2.8.4. calcul de diamètre de demi-arbres des roues motrices	32
2.8.5. Calcul de contrainte max applique sur la poutre (l'arbre) σ_{max}	32
2.9. Réalisation le principe de différentiel	33
2.9.1. Moment de torsion de pignon d'attaque.....	34
2.10. Calcul de diamètre de l'arbre du pignon d'attaque.....	38
2.11. Choix du type de roulements	39

Chapitre III: Conception avec solidworks

3.1 Introduction	41
3.2 Historique	41
3.3 L'environnement Solidworks	41
3.4. Le principe de conception	42
3.4.1. Pièce.....	42
3.4.2. Les étapes pour obtenir un volume	42
3.4.3. Mise en plan.....	43
3.5. Les étapes de conception.....	44
3.5.1. Conception du pignon d'attaque	46
3.5.2. Conception du pignon (satellite).....	47

3.5.3. Conception de pignon planétaire	48
3.5.4. Conception l'arbre de sortie.....	49
3.5.5. Assemblage final	50
3.6. Gamme d'usinage.....	52
3.7. Réalisation du différentiel	52

Chapitre IV : Simulation numériques

4.1. Introduction	59
4.2. Historique	59
4.3. Environnements logiciels	59
4.3.1. Les Composants.....	60
4.4. Principe de la méthode des éléments finis	61
4.4.1. Simulation numérique du modèle	61
4.5. Propriétés de l'étude	62
4.5.1. Modélisation avec Ansys.....	62
4.5.2. Le choix de matériaux	62
4.5.3. Maillage du model	63
4.5.4. Conditions aux limites	64
4.6. Résultats et discussions	65
4.6.1. Véhicule en ligne droite (l'état statique)	65
4.6.2. Véhicule en condition de freinage	68
4.7. Résultats et discussions sur l'arbre	70
4.8. Optimisation du différentiel en fonction caractéristiques mécanique.....	72
4.9. Analyse de contrainte exercées sur la couronne, satellite pignon	76
4.9.1. Modélisation avec solidworks	76
4.9.2. Les conditions aux limites	76
4.9.3. Maillage du model	76
4.9.4. Pour le pignon satellite	78
4.9.5. Résultat et discussion.....	78
Conclusion générale.....	79
Référence bibliographie.....	80
Annexe (1). Mise plane pignon satellite avec sa cotation	81
Annexe (2). Mise plane pignon planétaire avec sa cotation	82
Annexe (3). Mise plane de couronne avec sa cotation.....	83
Annexe (4). Gamme d'usinage de la couronne avec tous les opérations.....	84
Annexe (5). Affichage sur la surface déformée avec les propriétés de maillage	88
Annexe (6). Usinage de pignon satellite et couronne.....	89
Annexe (7). Pont différentiel fabriqué avant et après assemblage.....	90

Liste des Figures

Chapitre I : Généralité

Figure 1.1. Pont moteur arrière.....	3
Figure 1.2. Pont moteur avant (direction).....	3
Figure 1.3. Pont rigide.....	4
Figure 1.4. Pont à suspension indépendante.....	4
Figure 1.5. Pont complètement flottant.....	4
Figure 1.6. Pont aux trois quarts flottants.....	5
Figure 1.7. Pont semi-flottant.....	5
Figure 1.8. Pont à suspension indépendante du type pivotant.....	6
Figure 1.9. Pont à suspension indépendante du type parallèle.....	6
Figure 1.10. Système différentiel avec différent composant.....	6
Figure 1.11. Répartition des charges dans une ligne droite.....	8
Figure 1.12. Répartition des charges dans un virage.....	8
Figure 1.13. Caractéristique des dents des roues dentées.....	11
Figure 1.14. Les efforts appliqués sur une dent.....	11
Figure 1.15. Types d'engrenages.....	12
Figure 1.16. Différents types d'engrenage spiro-coniques.....	12
Figure 1.18. Pitting ou piqûres.....	14
Figure 1.17. Usure abrasive.....	14
Figure 1.19. Ecaillage.....	14
Figure 1.20. Fissuration ou crack d'un engrenage.....	15
Figure 1.21. La rupture par fatigue.....	15
Figure 1.22. Section d'un roulement à billes avec (n) billes.....	17
Figure 1.23. Vibrations générées par l'arbre.....	17

Chapitre II : Choix de matériaux, étude et calcul RDM

Figure 2.1. Schéma cinématique d'un pont différentiel.....	22
Figure 2.2. Les efforts applique sur le palier de pignon d'attaque suivant axe (\vec{oz}).....	35
Figure 2.3. Les efforts applique sur le palier de pignon d'attaque suivant axe (\vec{ox}).....	37

Chapitre III : Conception avec Solidworks

Figure 3.1. Les trois concepts de base (SOLIDWORKS).....	42
Figure 3.2. Assemblage de deux pièces (arbre / pignon).....	43
Figure 3.3. Création de mise en plan.....	43
Figure 3.4. couronne crée à partir de la bibliothèque de solidworks.....	44
Figure 3.5. bossage d'un rectangle sur la face de la couronne.....	45
Figure 3.6. couronne sous forme final.....	45

Figure 3.7. Création de Pignon d'attaque à partir de la bibliothèque de solidworks	46
Figure 3.8. pignon d'attaque avec rainure.....	46
Figure 3.9. création de pignon satellite.....	47
Figure 3.10. pignon satellite	47
Figure 3.11. Mise plan de pignon planétaire	48
Figure 3.12. pignon planétaire avec rainure	48
Figure 3.13. Première esquisse (cercle D=25mm)	49
Figure 3.14. L'arbre de sortie sous forme final	49
Figure 3.15. Les différents types de roulement	50
Figure 3.16. différent model de clavette de type A.....	50
Figure 3.17. Pont différentiel en présentation éclatée	51
Figure 3.18. Gamme d'usinage d'arbre	53
Figure 3.19. Gamme d'usinage de pignon satellite.....	57

Chapitre IV : Simulation numérique

Figure 4.1. Fenêtre du programme ansys workbench	60
Figure 4.2. Système d'analyse de logiciel.....	60
Figure 4.3. Fenêtre de structure statique.....	61
Figure 4.4. Modèle de pont différentiel	62
Figure 4.5. Les propriétés mécaniques de matériau utilisé	63
Figure 4.6. Élément tétraédrique.....	63
Figure 4.7. optimisation convergence du maillage à travers la contrainte en fonction la taille d'élément.....	64
Figure 4.8. Modèle discrétisé du pont (maillage)	64
Figure 4.9. conditions aux limites.....	65
Figure 4.10. Contour de la contrainte sur le model numérique.	66
Figure 4.11. Contour de la déformation sur le model numérique	67
Figure 4.12. Contour de déplacement sur le model numérique.....	67
Figure 4.13. Contour de la contrainte Von mises	69
Figure 4.14. Contour de déformation élastique équivalente	69
Figure 4.15. Contour de déplacement total	70
Figure 4.16. distribution de la contrainte	70
Figure 4.17. Contour de la contrainte de Von Mises.....	71
Figure 4.18. Contour de : (a) déformation et (b) déplacement total.....	71

Figure 4.19. La distribution des contraintes dans les trois cas de matériaux.	74
Figure 4.20. La couronne après le maillage	76
Figure 4.21. Contour de (a): contrainte von mises et (b) déplacement	77
Figure 4.22. Contour de: (a) contrainte Von mises et (b) déplacement.....	78

Liste des tableaux

Chapitre I : Généralité

Tableau 1.1. Différentes pièces du système différentiel présent sur la figure 1.10	7
Tableau 1.2. Les différentes relations caractéristiques des roues dentées	10
Tableau 1.3. Localisation des défauts dans le système de transmission par engrenage	13

Chapitre II : Choix de matériaux, étude et calcul RDM

Tableau 2.1. Les propriétés mécaniques moyennes de 42CD 4	19
Tableau 2.2. Rôle des composants d'un différentiel	21
Tableau 2.3. Fiche technique du véhicule	22
Tableau 2.4. Les paramètres des calculs.....	23
Tableau 2.5. dimensions de satellite utilisé.....	28
Tableau 2.6. dimension du pignon et de la couronne.....	29
Tableau 2.7. Les caractéristique de voiture utilisé.....	30

Chapitre III : Conception avec solid Works

Tableau 3.1. Les étapes pour obtenir un volume.....	42
--	----

Chapitre IV : Simulation numérique

Tableau 4.1. Propriétés de l'étude de la simulation numérique	62
Tableau 4.2. conditions aux limites dans le cas de ligne droite	65
Tableau 4.3. conditions aux limites dans le cas de ligne droite	68
Tableau 4.4. Caractéristique mécanique de chaque matériau.....	72
Tableau 4.5. Les résultats de la simulation pour les trois matériaux.....	75
Tableau 4.6. Résultat d'étude de la couronne	77
Tableau 4.7. Résultat d'étude du pignon satellite	78

Nomenclature et abréviations

r : rapport de transmission

N : vitesse de rotation

Z : nombre de dents

M : module

D : diamètre

P : puissance

V : vitesse linéaire

ω_b : est la vitesse angulaire du boîtier différentiel ou de la couronne

ω_p : est la vitesse angulaire du planétaire

Cr : Le couple résistant des arbres des roues

ω_{ps} : Les vitesses des porte-satellites

Mt : couple de moteur [N.m]

ω : vitesse angulaire [rad/S]

K : coefficient de largeur de denture

F_t : effort tangentiel sur la dent [N]

R_{pe} : résistance pratique à l'extension

d_p : Diamètre primitif

H : Hauteur de denture

h_f : Hauteur de creux

h_a : Hauteur de saillie

B : Largeur de denture

d_f : Diamètre de pied

D_a : Diamètre de tête

P : Pas primitif

R_m : Résistance à la rupture

σ_e : Limite élastique

A : Allongement à la rupture

E : Module de Young

ν : Coefficient de Poisson

δ : l'angle primitif

θ_f : Angle de creux

δ_a : Angle de tête

δ_f : Angle de pied

F_r : l'effort radial

F : l'effort normal

M_f : moment fléchissant

M_t : moment de torsion

T : Effort tranchant

k_s : coefficient de sécurité

τ : taux de cisaillement

Résumé :

L'objectif de ce projet est l'étude, la conception et la simulation d'un système différentiel d'automobile. La conception du système a été réalisée après une étude théorique et de conception de tous ses organes avec le logiciel de CAO « Solidworks ». Après conception, nous avons préparé les gammes d'usinage pour chaque pièce du système différentiel. La partie de simulation a été réalisée avec le code de calcul par éléments finis Ansys. Cette dernière partie, a pour but de vérifier la résistance de tous les organes du système différentiel et confronter les résultats avec la partie étude.

Abstract:

The aim of this project is the study, design, simulation and analysis of a car differential system. The design of this mechanism was carried out after the theoretical and design study of all their components with the CAD software "Solidworks". Before, design we realized the machining range for each part of the differential system. The simulation part was carried out with the calculation by finites element code Ansys. The objective of this is last a part is to verify the results obtained in the theoretical parts.

ملخص:

الهدف من هذا المشروع هو دراسة وتصميم ومحاكاة النظام التفاضلي للسيارات. تم تصميم النظام بعد دراسة نظرية بعد التصميم ، قمنا بإعداد نطاقات المعالجة لكل جزء . "Solidworks" CAD وتصميمية لجميع مكوناته باستخدام برنامج الغرض من هذا الجزء . Ansys من النظام التفاضلي. تم إجراء جزء المحاكاة باستخدام كود حساب العنصر المحدود الأخير هو التحقق من مقاومة جميع أعضاء النظام التفاضلي ومقارنة النتائج مع جزء الدراسة

Introduction générale

Les engrenages sont des composants mécaniques essentiels. Ils font partie des systèmes de transmission de mouvement et de puissance, d'un arbre vers un autre, les plus utilisés, les plus résistants et les plus durables. Parmi ces systèmes de transmission de mouvement nous trouvons les systèmes différentiels.

Un différentiel est un système mécanique qui a pour fonction de distribuer une vitesse de rotation de façon adaptative aux besoins d'un ensemble mécanique. Par exemple, il est très utile sur un véhicule automobile où il permet aux roues motrices de tourner à des vitesses différentes lors du passage d'une courbe : les roues situées à l'extérieur du virage tournent plus vite que celles situées à l'intérieur.

Le différentiel mécanique fut inventé en 1827 par le mécanicien français Onésiphore Pecqueur (1792-1852). Il fut employé dès 1860 sur les premiers véhicules routiers à vapeur.

Sous sa forme la plus fréquente le différentiel est composé d'un pignon conique (solidaire de l'arbre moteur) entraînant perpendiculairement une couronne dentée conique supportant une Cage de pignons satellites, ceux-ci entraînant deux pignons planétaires solidaires des arbres Entraînés. L'objectif de ce travail est l'étude, dimensionnement la conception et fabrication d'un système différentiel, à travers les étapes suivantes :

- Le premier chapitre est consacré pour la présentation du système différentiel, ces différentes composantes ; les différentes relations caractéristiques des roues dentées et d'autres relations ainsi que les différents montages possible des composantes.
- Dans le second chapitre la partie est consacrée aux Choix du matériau, traitement thermique et Calcul RDM (Résistance des Matériaux).
- Le troisième chapitre la partie CAO/FAO par un aperçu général sur la conception et la fabrication assisté par ordinateur ainsi que les différentes étapes de conception avec le logiciel solidworks.
- Le quatrième chapitre est consacré pour la simulation ou bien modélisation numérique et discussion des résultats.

Chapitre I.

Généralité

Chapitre I : Généralités

1.1. Introduction

Les constructeurs des premiers véhicules motorisés découvrirent rapidement que le comportement routier en virage se détériorait si les roues motrices devaient tourner à des vitesses identiques. Le dispositif présent dans toutes les automobiles et qui autorise cette différence de vitesse est appelé différentiel. En plus du différentiel, qui distribue le couple au besoin à chacune des roues, les véhicules à transmission intégrale possèdent un boîtier de transfert chargé de transmettre le couple aux roues motrices avant et arrière.

1.2. Définition du différentiel [1]

Un différentiel est un système mécanique qui a pour fonction de distribuer une vitesse de rotation par répartition de l'effort cinématique, de façon adaptative, immédiate et automatique, aux besoins d'un ensemble mécanique. Il permet aux roues motrices de tourner à des vitesses différentes lors du passage d'une courbe : les roues situées à l'extérieur du virage tournent plus vite que celles situées à l'intérieur. Sous sa forme la plus fréquente le différentiel est composé d'un pignon conique (solidaire de l'arbre moteur) entraînant perpendiculairement une couronne dentée conique supportant une cage de pignons satellites.

1.3. Généralité sur les ponts automobile [2]

Le terme « **Pont** » désigne l'ensemble du mécanisme différentiel. En fait, le pont est l'ensemble de carter relie les deux roues motrices.

Un pont moteur peut être un pont arrière (figure 1.1) ou un pont avant (figure 1.2). Lorsque le pont moteur est un pont avant, il comporte le mécanisme de direction en plus des pièces normalement nécessaires pour la transmission de la puissance. Les ponts moteurs automobiles peuvent être classés soit rigides soit à suspension indépendante soit combine.



Figure 1.1: Pont moteur arrière [2]



Figure 1.2: Pont moteur avant (direction) [2]

1.4. Types de pont automobile

- **Pont rigide** : Le pont rigide a un carter rigide qui entoure les deux arbres des roues. le déplacement d'une roue entraîne ainsi directement le déplacement de la roue opposée.
- **Ponts à suspension indépendante** : un pont à suspension indépendante est un pont pour lequel chaque roue est suspendue à partir du châssis indépendamment de l'autre.
- **Pont combine** : Le pont type de Dion est une combinaison du type rigide et du type à suspension indépendante.

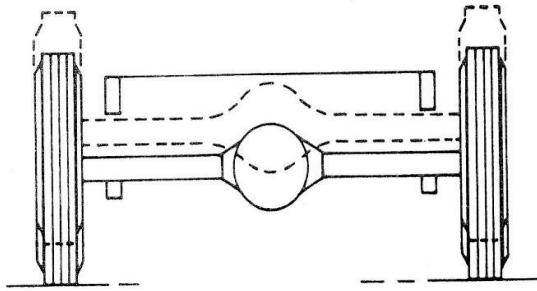


Figure 1.3:Pont rigide

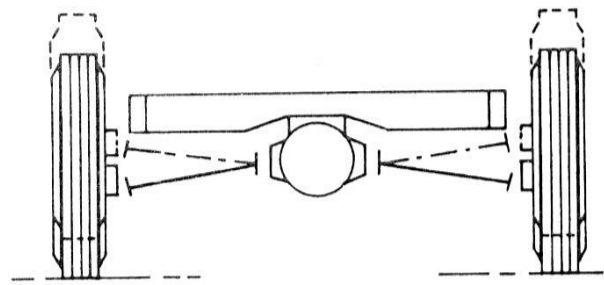


Figure 1.4:Pont à suspension indépendante

1.4.1 Pont rigide

Il existe trois types de ponts rigides, c'est-à-dire, complètement flottant (figure 1.5), trois quarts flottant (figures 1.6), et semi-flottant (figure 1.7). La différence entre ces trois types réside dans la disposition des roulements des moyeux des roues. Dans chaque cas, l'arbre de roue est relié par des cannelures au planétaire de différentiel.

Dans un pont complètement flottant (figure 1.5), la roue est supportée par deux roulements montés sur le diamètre extérieur du carter de pont. Dans ce cas aucune des forces de réaction de la roue n'est transmise à l'arbre de roue. [2]

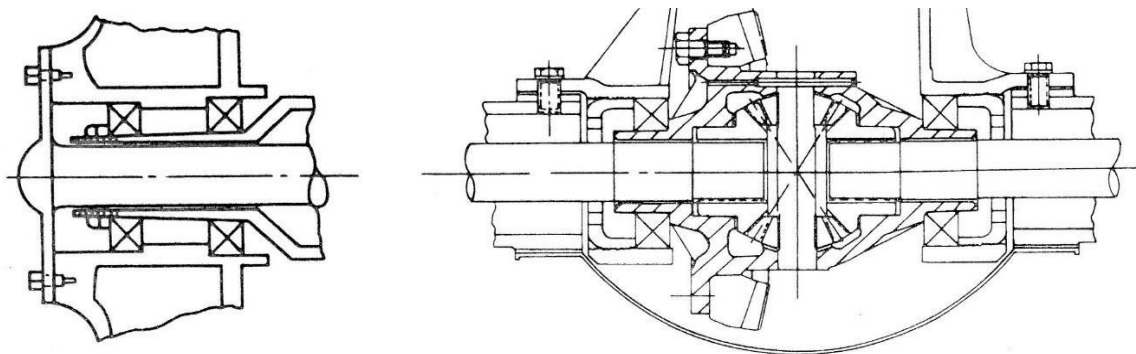


Figure 1.5: Pont complètement flottant

Dans un pont aux trois quarts flottants (figure 1.6), la roue est supportée par un seul roulement monté sur le diamètre extérieur du carter et elle est également fixée rigidement à l'extrémité de l'arbre de roue. La force de réaction de la roue, due à la poussée axiale, est transmise à l'arbre de roue et celui-ci est donc soumis simultanément, à la flexion et à la torsion. Ce type est rarement utilisé.

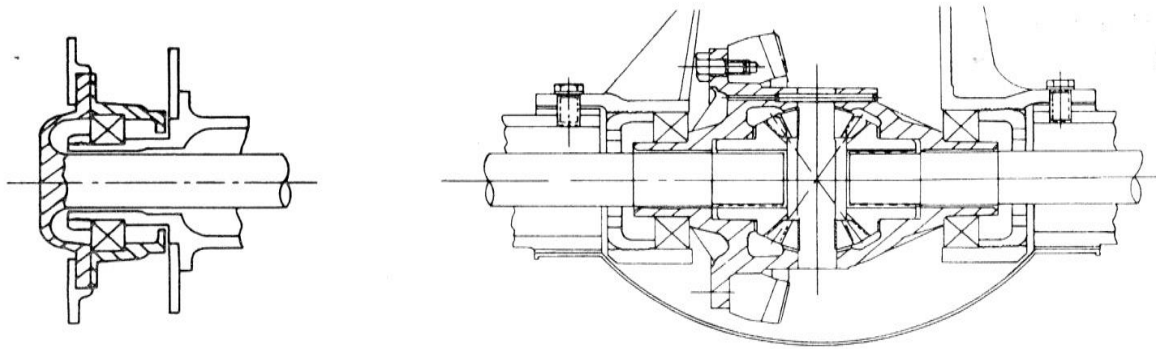


Figure 1.6: Pont aux trois quarts flottants

Dans un pont semi-flottant (figure 1.7) qui est le type actuellement utilisé dans la plupart des véhicules, la roue est fixée directement à une des extrémités de l'arbre de roue. L'extrémité côté roue du pont est supportée par un roulement monté à l'intérieur du carter de pont. Dans ce cas, toutes les forces de réaction de la roue sont supportées par l'arbre de roue qui est soumis à la fois à la flexion et à la torsion. [2]

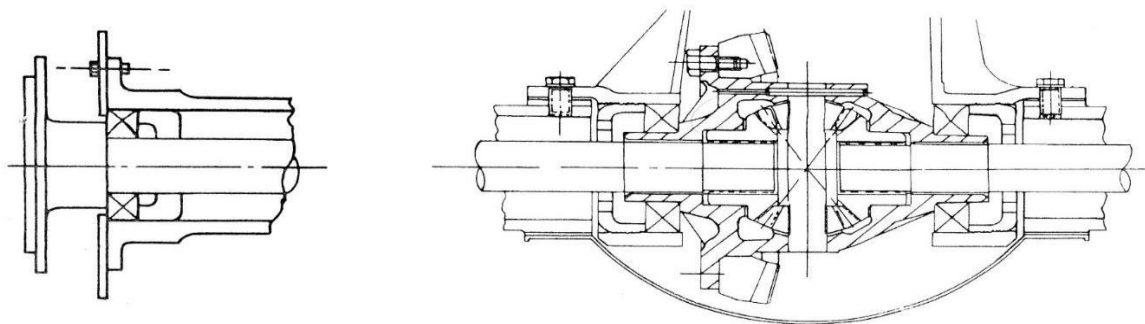


Figure 1.7: Pont semi-flottant

1.4.2. Ponts à suspension indépendante :

Il y a deux principaux types de ponts à suspension indépendante : le type pivot et le type parallèle. Chacun de ces types a un boîtier de différentiel qui est fixé au châssis, et des arbres de roue qui sont reliés aux planétaires par des joints universels. Ainsi, l'angle entre l'axe horizontal du véhicule et les arbres de roue peut varier.

Le type pivotant (figure 1.8) a des arbres de roue qui sont fixés directement sur les roues. Par conséquent, l'axe des roues n'est pas forcément parallèle à la route. [2]

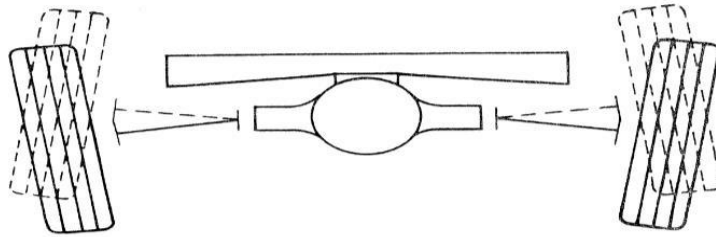


Figure 1.8: Pont à suspension indépendante du type pivotant

Le type parallèle (figure 1.9) a un second jeu de joints universels à chaque roue et les deux roues sont montées de sorte à maintenir une position parallèle. Ainsi, lorsque l'arbre de roue fait un certain angle avec la route, les roues restent perpendiculaires à celle-ci. Enfin, il est à

Noter qu'il existe beaucoup de variantes à chacun de ses types.

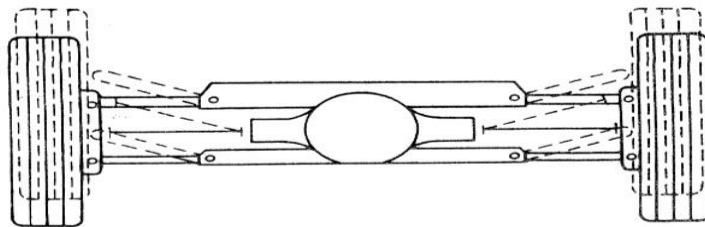


Figure 1.9: Pont à suspension indépendante du type parallèle

1.5. Constitution et différents composants [1]

La figure 1.10 représente un modèle du système différentiel avec différent composant

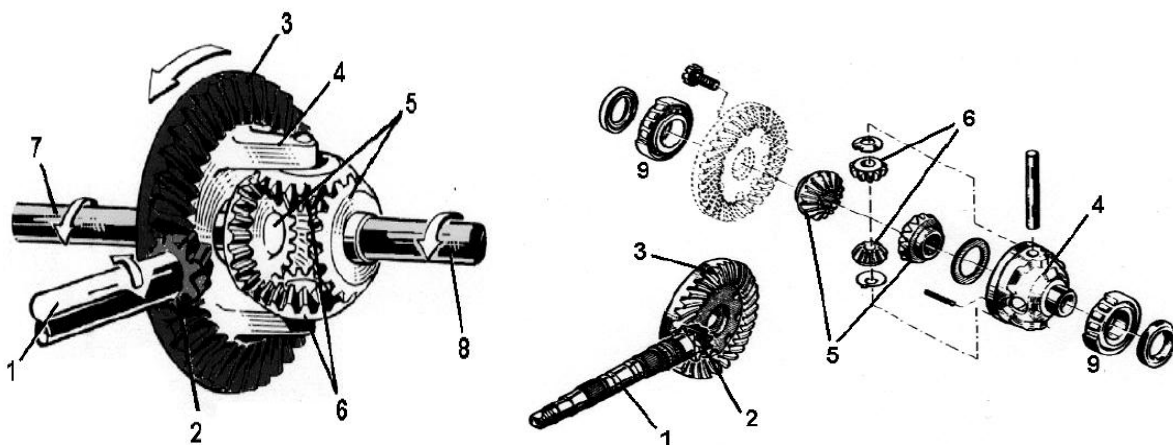


Figure 1.10: Système différentiel avec différent composant [1]

Le tableau 1.1 représente les différentes pièces du système différentiel de la figure 1.10.

Repère	Désignation	Repère	Désignation
1	Arbre secondaire	6	Satellites
2	Pignon d'attaque	7	Arbre de roue gauche
3	couronne	8	Arbre de roue droite
4	Boitier de différentiel	9	Roulements
5	Planétaire		

Tableau 1.1: Différentes pièces du système différentiel présent sur la figure 1.10

1.6. Principes de fonctionnement

Le différentiel est enfermé dans un boîtier boulonné sur la grande couronne. L'ensemble peut tourner autour de l'axe des demi-arbres des roues. L'extrémité de ces demi-arbre, chacun, se termine dans le boîtier par un pignon conique appelé planétaire les deux planétaire identique sont placés face à face et reliés par deux pignons coniques plus petits, appelés satellites, et dont les axes sont portés par la cage ou boîtier de différentiel. Les satellites tournent donc sur eux-mêmes et également autour de l'axe des planétaires.

Le différentiel permet aux roues motrices de tourner à des vitesses différentes l'une par rapport à l'autre. En effet, dans un virage en épingle à cheveux la roue intérieure au virage parcourt un cercle de petit diamètre, alors que la roue extérieure parcourt un cercle de plus grand diamètre, et donc une distance supérieure, et ce, dans même temps. Cette roue extérieure doit donc pouvoir tourner plus vite que la roue intérieure. Le différentiel compense aussi la différence de vitesse entre deux arbres de roues si, en raison de l'usure inégale ou de pressions de gonflage différentes, le pneu d'un côté du véhicule n'a pas exactement le même diamètre que celui du côté opposé.

Lorsque la voiture roule en ligne droite, les deux planétaires tournent à la même vitesse et les satellites sont immobiles sur eux-mêmes. Le boîtier fixé sur la grande couronne tourne donc exactement à la même vitesse que le planétaire. Autrement dit, l'ensemble satellites, planétaire et boîtier tourne d'un bloc avec la couronne. Lorsque la voiture prend un virage, la roue intérieure, et donc le planétaire correspondant, ralentit. Les satellites se mettent à tourner sur eux-mêmes et forcent le planétaire de la roue extérieure à accélérer, rétablissement ainsi l'équilibre.

1.7. Analyse de fonctionnement

1.7.1. En ligne droite

Le cas d'une ligne droite les roues gauches et droites parcourent la même distance :

On va raisonner que l'élément moteur est l'axe porte satellites « 3 », ainsi que les couples Résistants sur chacune des roues motrices sont rigoureusement identiques, les vitesses des roues sont égales. Le différentiel est bloqué et tourne comme un seul élément.

Cr : Le couple résistant des arbres des roues.

ω_P : Les vitesses des planétaires.

ω_{Ps} : Les vitesses des porte-satellites (croisillon).

Avec : $\omega_{p1} = \omega_{Ps} = \omega_{p2}$

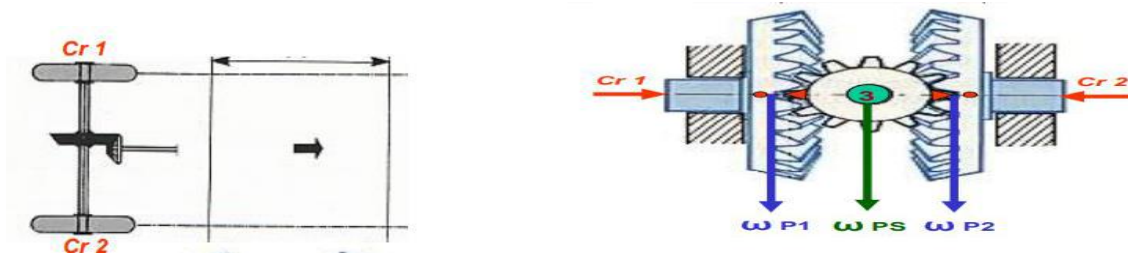


Figure 1.11: Répartition des charges dans une ligne droite

1.7.2. En virage :

La roue intérieure reçoit un couple résistant Cr1 plus important (rayon de virage différent entre roues gauche et droite), L'élément moteur est toujours l'axe-satellites « 3 » et la vitesse Moyenne des deux roues reste égale à la vitesse de l'axe porte-satellites. Ainsi que les satellites tournent doucement sur leur axe tel que la vitesse enlevée sur une roue est transmise à l'autre.

En virage : $\omega_{p1} = \omega_{Ps} + \omega_S$

$\omega_{p2} = \omega_{Ps} - \omega_S$

ω_S : vitesse du satellite.

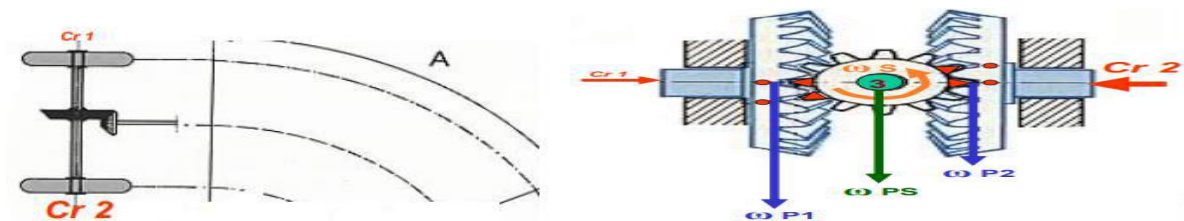


Figure 1.12: Répartition des charges dans un virage

1.7.3. Avec une roue bloquée : Les satellites roulent sur le planétaire résistant et tournant sur leur axe, doublent la vitesse du second planétaire déjà entraîné par la couronne.

1.8. Avantages et inconvénient du pont [3]

- **Avantage**

- Donne une meilleure résistance aux vibrations dans la direction.
- Le contrôle de l'axe est assuré indifféremment par des ressorts à lames ou des ressorts hélicoïdaux.
- Le poids non suspendu est diminué du fait que le boîtier de différentiel est fixé sur le directement châssis du véhicule.

- **Inconvénient**

- La possibilité d'avoir un tube coulissant ajoute de la friction au système.
- Le désavantage de transférer le même couple.

1.9. Les engrenages utilisé dans le différentiel [4]

Les engrenages permettent de transmettre un mouvement de rotation continu entre deux arbres en changeant les caractéristiques de cette rotation.

Ils ont pour fonctions principales :

- La réduction et/ou la variation de la fréquence de rotation entre deux arbres.
- La réduction/augmentation du couple moteur.
- La transmission d'un mouvement de rotation. Transformation des caractéristiques D'un mouvement.

L'engrenage est un mécanisme élémentaire constitué de deux roues dentées mobiles autour D'axes de position relative invariable, et dont l'une entraîne l'autre par l'action de dents Successivement en contact.

Un engrenage est constitué de deux roues dentées :

Le pignon : La plus petite des deux roues dentées.

La roue : La plus grande des deux roues dentées

Si une roue dentée entraîne une autre on les appelle successivement :

- La roue menante.
- La roue menée.

Une combinaison d'engrenages s'appelle un « TRAIN D'ENGRENAGES ». [4]

1.9.1. Caractéristiques des engrenages

Rapport de transmission (r) entre deux roues dentées [5]

$$r = \frac{N_2}{N_1} = \frac{w_2}{w_1} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{M_t}{M_r} = \frac{D_1}{D_2} \quad (1.1)$$

1 : Indice de la roue menant

Z : nombres des dents

2 : Indice de la roue menée

D : diamètre primitif [mm]

N : vitesse de rotation [tr/mn]

ω : vitesse angulaire [rad/S]

M_t : couple moteur [N.m]

M_r : couple récepteur [N.m]

1.9.1.1. Caractéristiques des dentsures

Les dents des roues de l'engrenage sont parallèles à l'axe de rotation des arbres. Il y a Engrenement (couple de dents) par (couple de dents) ce qui entraîne des chocs d'engrènement. Leur utilisation est généralement bruyante et génère des vibrations. [6] la figure suivante montre les différentes caractéristiques des dents d'une roue dentées (figure.1.14).

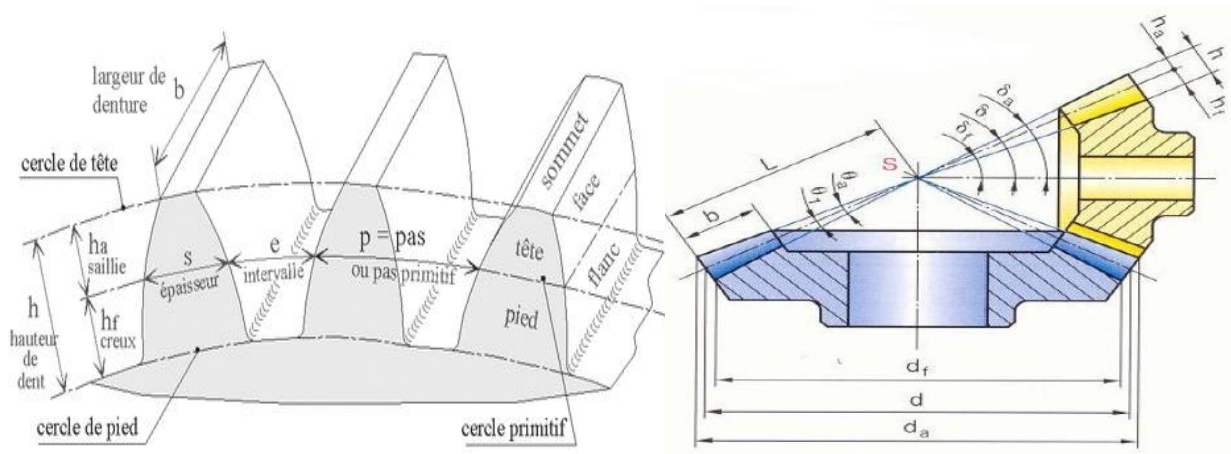


Figure 1.13: Caractéristique des dents des roues dentées [6]

Nombre de dents	z	Donne par le rapport $(Z_1/Z_2) = (N_2/N_1)$
Module	m	Calculé avec la RDM
Diamètre primitif	d ou d_p	$d = m.Z$
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2.m$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2.5m$
Pas primitif	p	$p = \pi.m$
Largeur de denture	b	$b = k(1).m$
Hauteur de denture	h	$h = 2.25m$
Hauteur de saillie	h_a	$h_a = m$
Hauteur de creux	h_f	$h_f = 1.25m$

Tableau 1.2: Les différentes relations caractéristiques des roues dentées [6]

1.9.1.2. Le module (m)

Le module d'une denture est la valeur qui permet de définir les caractéristiques d'une roue dentée. C'est le rapport entre le diamètre primitif de la roue et le nombre de ses dents. C'est une grandeur normalisée. Quel que soit le nombre de dents toutes les roues de même module peuvent être fabriquées avec le même outil.

Le module (m) choisi parmi les modules normalisés et déterminé par un calcul de résistance des matériaux. [5]

La relation permettant un calcul de ce module est :

$$m \geq 2.34 \sqrt{\frac{F_t}{k.R_{pe}}} \quad (1.2)$$

$$F_t = \frac{M_t}{R} \quad (1.3)$$

$$F_t = \frac{P}{\omega} = \frac{30P}{\pi N} \quad (1.4)$$

Avec :

F_t : effort tangentiel sur la dent [N]

K : coefficient de largeur de denture

R_{pe} : résistance pratique à l'extension (dépend du matériau utilisé) [N/mm²]

M_t : couple de moteur [N.m]

N : vitesse de rotation [tr/min]

P : puissance de moteur [Watts]

ω : vitesse angulaire [rad/S]

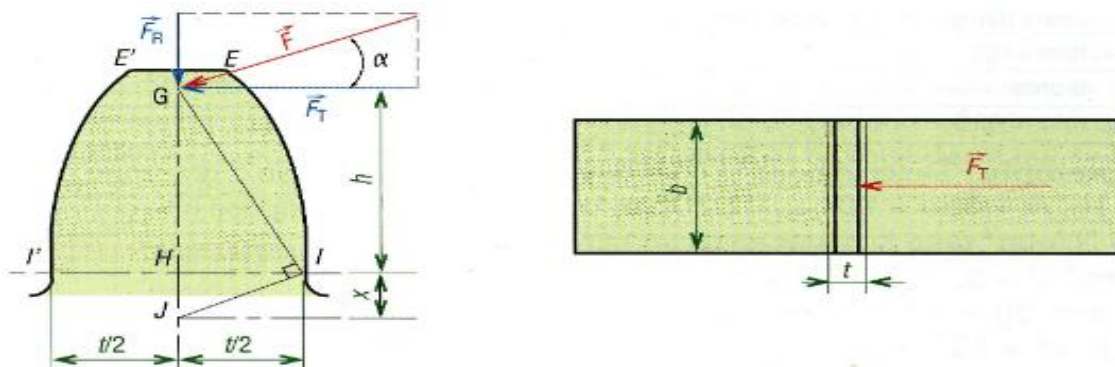


Figure 1.14: Les efforts appliqués sur une dent

1.9.2. Différents types d'engrenages

Les engrenages sont classés en différentes catégories caractérisées par : la position relative des axes des arbres d'entrée et de sortie, la forme extérieure des roues dentées et le type de denture. Les différentes formes d'engrenages sont décrites dans la figure 1.15 suivant :

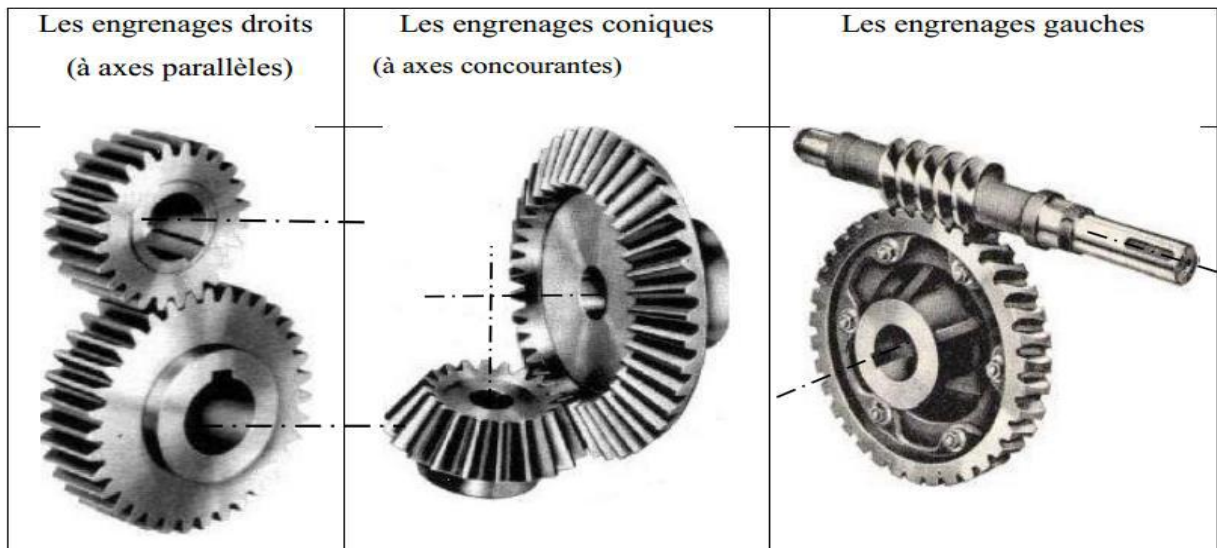


Figure 1.15: Types d'engrenages

1.10. Les types d'engrenages utilisés pour les ponts

Deux types d'engrenages, spiro-conique et hypoïdes sont utilisés dans les ponts moteurs des véhicules. Chaque type possède des caractéristiques spéciales qui doivent être considérées par celui qui est chargé de la conception d'un pont.

1.10.1 Engrenages, spiro-conique

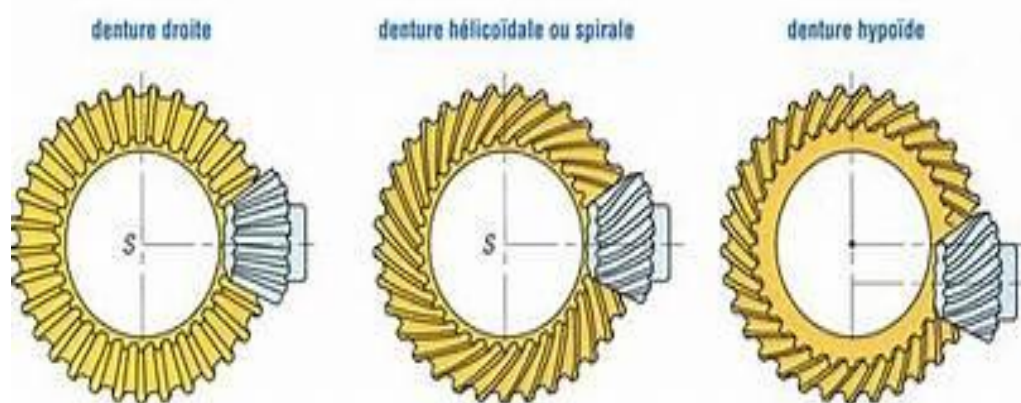


Figure 1.16: Différents types d'engrenage spiro-coniques

- la denture « droite », cas particulier de la denture « Spirale », avec angle de spirale nul
- la denture « Spirale » pignon et roue d'un engrenage à axes concourants.
- la denture « Hypoïde » pignon et roue d'un engrenage à axes décalés.

1.11. Les Défauts courants de pont différentiel

Chaque défaut d'un composant produit un ensemble particulier de vibration qu'on peut utiliser pour l'identification. Cette partie décrit ces configurations de vibrations pour les défauts de pont différentiel les plus courants. Les descriptions apportent l'information de base nécessaire pour corréler les composantes de vibration des défauts.

1.11.1. Défauts d'engrenage

Les engrenages sont parmi les organes les plus sensibles de la chaîne cinématique et peuvent être soumis à un grand nombre d'avaries apparaissant lors du fonctionnement, et dont les causes sont multiples. [7]

mis-a-part les défauts de fabrication et de montage, on distingue principalement deux catégories de défauts pouvant atteindre un jeu d'engrenage, les défauts généralisés et localisés.

Localisation des défauts	Pourcentage
Denture	60
Paliers	19
Arbres	10
Carters	7
Autres	4

Tableau 1.3: Localisation des défauts dans le système de transmission par engrenage

1.11.1.1. Défauts généralisés [7]

- **Usure abrasive** : Phénomène présent sur une grande partie de la denture se caractérisant par un enlèvement de matière dû au glissement des deux surfaces en contact. Le développement de cette usure est lié à la charge mécanique à transmettre et à la vitesse de glissement, ainsi qu'à la présence d'éléments abrasifs dans le lubrifiant.

- **Pitting ou piqûres** : Il s'agit de trous plus ou moins profonds qui affectent toutes les dents. Se produisant surtout sur des engrenages en acier de construction relativement dur.



Figure 1.17: Usure abrasive



Figure 1.18: Pitting ou piqûres

1.11.1.2. Défauts localisés

- **Ecaillage** : se manifestent par des trous moins nombreux que ceux du Pitting, mais plus profonds et plus étendus. Les dégradations sont produites par fatigue en sous-couches, au point de cisaillement maximal. Ce phénomène rencontré le plus souvent dans les engrenages cémentés. [7]



Figure 1.19: Ecaillage [7]

- **Fissuration** : Généralement au pied de la dent, elle progresse à chaque mise en charge. Son apparition est due au dépassement de la limite élastique en contrainte au pied de dent, du côté de la dent en traction

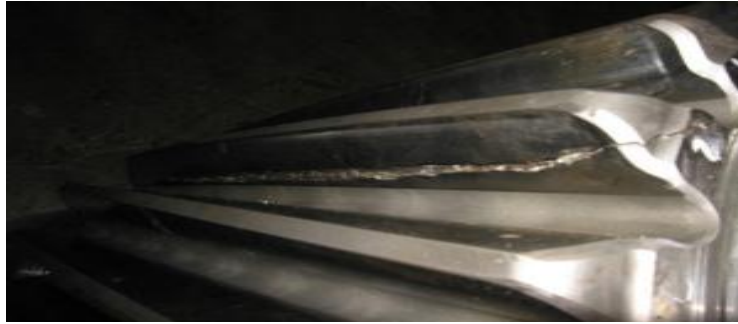


Figure 1.20: Fissuration ou crack d'un engrenage [7]

1.11.2. La rupture par fatigue

Comme tous les phénomènes de fatigue, c'est une dégradation progressive. Contrairement aux autres formes d'usure, celle-ci concerne les engrenages bien lubrifiés. d'une manière générale, cette fatigue se produit sous l'effet des contraintes tangentielles alternées. Si le frottement est très faible ces contraintes sont maximales en profondeur,

Il y a donc diverses formes possibles, que nous allons passer en revue et on distingue :

La fatigue superficielle : par écrouissage qui est due aux contraintes maximales de traction ou de compression, le premier signe visible est une apparence brunie, un éclat lustré du métal et la disparition des marques d'usinage. L'incubation est assez courte, survenant même dans des contacts peu chargés, puis de petites piqûres se forment, alignées le long des aspérités initiales. [10]

La fatigue profonde : après un long temps de vieillissement se produit une émission brutale de particule dans la surface atteint quelques mm², la profondeur quelques dixième de mm, et dont la taille est sans rapport avec la structure du métal. L'usure s'étend par le bord des zones écaillées, découvrant progressivement les sous-couches dont l'aspect est poli.

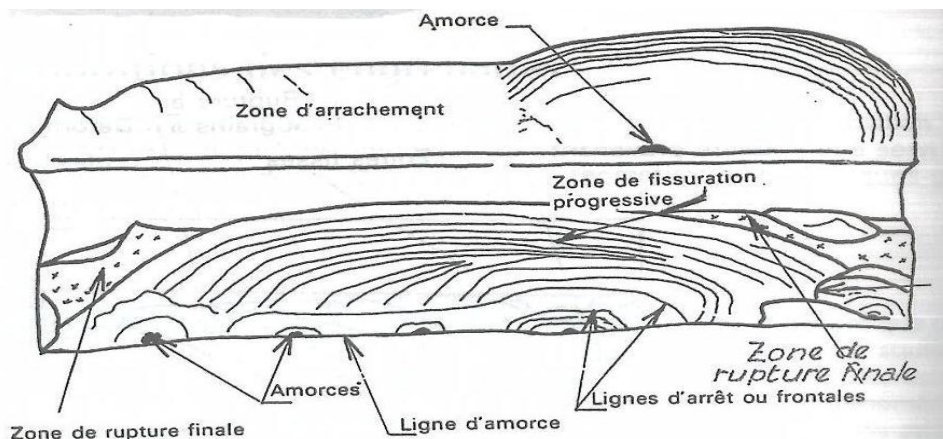


Figure 1.21:La rupture par fatigue [10]

1.11.3. Corrosion

1.11.3.1. Corrosion chimique

Elles provoquent des taches de couleur brune rouge, des irrégularités de surface, des piqûres souvent foisonnantes, plus ou moins bien réparties sur tout ou partie des zones exposées. Il s'agit évidemment d'attaques chimiques ou électrochimiques, le lubrifiant peut lui aussi être incriminé, pour diverses raisons :

- acidification due au vieillissement.
- présence d'additives extrêmes pressions trop agressives
- activation de ces additifs par la présence d'eau ou par une température excessive.

1.11.3.2. Corrosion de contact

Elle concerne :

- D'une part les dentures ordinaires soumises, pendant le transport ou l'arrêt, à des vibrations d'origine extérieure.
- La corrosion de contact produit des quantités importantes d'oxydes abrasifs qui vont polluer les lubrifiants et provoquer, dans les cas graves, une usure destructrice. [8]

1.11.4. Surchauffe

Elles résultent d'un échauffement anormal consécutif à une surcharge, une sur vitesse, un défaut de lubrification. Les plages colorées que l'on constate ne doivent pas être confondues avec le résultat d'une oxydation ou d'une corrosion. [12]

1.11.5. Défaut de Roulement [6]

Le roulement, organe de base pouvant assurer à lui seul plusieurs fonctions parmi lesquelles la liaison mobile en rotation avec un minimum de frottement entre deux éléments, tout en supportant des charges radiales ou axiales plus ou moins importantes, il peut être aussi utilisé pour assurer un positionnement précis de l'arbre, et corriger les défauts de l'alignement.

Le roulement est composé d'éléments suivant :

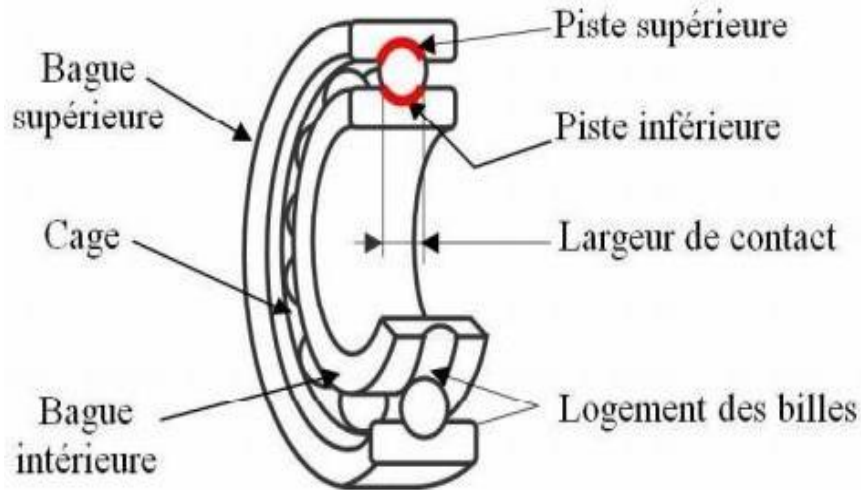


Figure 1.22:Section d'un roulement à billes avec (n) billes

- **Ecaillage** : se caractérise par des traces de fissuration et d'arrachement de fragments de matière.
- **Grippage** : en plus de l'arrachement de matière, des traces brunes dues à l'échauffement, des déformations des corps roulants, et du micro fusions peuvent apparaître.

1.11.6. Défaut d'arbres

L'arbre dans une machine tournante est un organe de transmission assurant le mouvement de rotation, supporté par un ou plusieurs paliers selon la configuration de la ligne d'arbre. En réalité, il est pratiquement impossible de réaliser un centrage parfait de tous les éléments d'un rotor. [7]

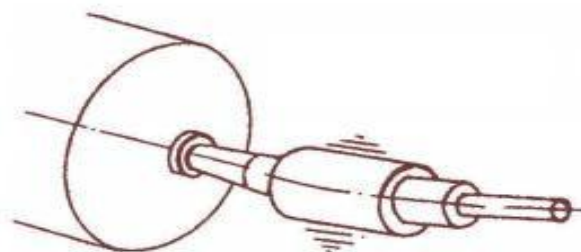


Figure 1.23: Vibrations générées par l'arbre

1.11.7. Accouplement

Les accouplements sont des dispositifs de liaisons utilisés pour raccorder entre eux deux ou plusieurs rotors tout en transmettant le couple. Les accouplements permettent selon leurs types.

Quelques défauts susceptibles de les atteindre, sont listés comme suit :

- Un mauvais centrage des plateaux ou un défaut de parallélisme (Accouplement à plateaux).
- Instabilités des lames de lubrifiant centrifugées et défauts de dentures (Accouplement à denture).
- Fléchissement des arbres dû à un mauvais glissement des dentures (Accouplement à denture). [11]

1.12. Autres défaillances [7]

On trouve d'autres types de défaillances dans les différentiels, telles que : le jeu, le desserrage et les mauvaises fixations. Cette classe de défauts concerne les fixations des composantes sur leurs supports ou massifs. Si le montage est défectueux, on pourra observer différents phénomènes.

1.13 Le contrôle non destructif (CND) [11]

Le contrôle non destructif (**CND**) est un ensemble de méthodes qui permettent de caractériser l'état d'intégrité de structures ou de matériaux, sans les dégrader, soit au cours de la production, soit en cours d'utilisation, soit dans le cadre de maintenances. On parle aussi d'essais non destructifs (**END**) ou d'examen non destructifs.

Ces méthodes sont très utilisées dans tous les domaines y compris dans l'industrie automobile où on les utilise pour le contrôle des blocs moteurs, des engrenages .etc...

Pour les ponts différentiels, les méthodes les plus utilisées sont le ressuage, la radiographie, la thermographie, l'ultrason et l'analyse vibratoire qui peut être utilisé en fonctionnement.

Chapitre II.

Choix de matériaux, Étude et calcul RDM

Chapitre II : Choix de matériaux, étude et calcul RDM

2.1. Introduction

Nous avons vu dans le chapitre précédent le système différentiel ainsi que son mode de fonctionnement et les différentes composantes de ce dernier nous allons voir le choix de matériaux et calcul RDM.

2.2. Matériaux utilisés pour les différents organes du pont

2.2.1. Désignation normalisée des aciers [13]

Les aciers sont classés en deux groupes :

- Aciers non alliés (aciers ordinaire et aciers spéciaux, ...).
- Aciers alliés (faiblement et fortement alliés).

2.2.2. Les pignons de différentiel

Pour les pignons du différentiel on a utilisé aciers 42CD4 (42CrMo) est un type d'acier de construction en alliage à teneur moyenne en carbone offrant de bonnes performances globales et une bonne trempabilité. Il est souvent utilisé pour fabriquer des engrenages, des bielles, des boulons à haute résistance et d'autres pièces importantes lors du processus d'usinage.

Le tableau résumé les propriétés du matériau: « **42CD4TRLA** ». [12]

Module d'élasticité E « Gpa »	210
Masse volumique (Kg/dm³)	7.85
Coefficient de Poisson(SD)	0.3
Limite élastique à la traction Re (MPa)	500/900
Résistance à la rupture à la traction Rm (MPa)	750/1300

Tableau 2.1: Les propriétés mécaniques moyennes de 42CD 4

2.2.3. L'arbre

Pour les arbres, l'acier utilisé est le 45SCD6 (ancienne appellation) ou bien le 45SiCrMo6 (Nouvelle appellation), c'est un acier faiblement allié avec une excellente trempabilité. Ses Propriétés sont :

- Résistance à la rupture R_m : 1600 MPa
- Limite élastique : 1450 MPa
- Allongement a la rupture (A) : 10%
- Module de Young (E) : 220 Gpa
- Coefficient de Poisson (ν) : 0.285

2.3. Traitements thermiques des aciers [13]

Les traitements thermiques sont constitués par un certain nombre d'opérations combinées de Chauffage et de refroidissement ayant pour but :

- D'améliorer les caractéristiques des matériaux et rendre ceux-ci plus favorables à un emploi donné, à partir des modifications suivantes :
- Augmentation de la résistance à la rupture et de la limite élastique R_m , R_e , A% en donnant une meilleure tenue de l'élément.
- Augmentation de la dureté, permettant à des pièces de mieux résister à l'usure ou aux chocs.

2.4. Principe de traitement thermique [14]

- Chauffage jusqu'à la température de 860°C.
- Maintien de cette température pendant 45 minutes.
- Trempe à l'huile.
- Revenu à 700°C.
- Maintien à cette température pendant 1 heure.
- Refroidissement à l'air libre.

2.5. Etude technologique de transmission de mouvement

Pour obtenir une transmission du mouvement, il est nécessaire d'avoir :

- Un élément moteur.
- Un élément récepteur.

Dans le cas du différentiel, les deux planétaires servent de point d'appui et sont également récepteur de mouvement, en fonction de la réaction des planétaires dues à l'adhérence des roues sur le sol, l'un ou l'autre planétaire deviendra plus récepteur que l'autre et inversement.

En ligne droite, si les résistances des deux planétaires sont identiques, le train est bloqué et l'ensemble boîtier différentiel tourne à la vitesse imposée par la couronne du différentiel.

2.5.1. Le rôle de chaque composant

Rép.	Désignation	Rôle remarques
1	Pont moteur	Assure la transmission du mouvement aux roues
2	Renvoi d'angle (pignon d'attaque couronne)	Entraîne le boîtier de différentiel
3	Boîtier de différentiel	Solidaire de la couronne, il entraîne l'axe des satellites
4	Axe des satellites	Libre en rotation, fixe en translation
5	Satellites	Pignon libre en rotation, fixe en translation sur leur axe
6	Planétaires	Pignon des demi-arbres en prise avec les satellites
7	Demi-arbres de roue	Solidaire des roues

Tableau 2.2:Rôle des composants d'un différentiel

2.6. Calcul des différents rapports [15]

2.6.1. Fiche technique du véhicule choisi

Dans cette étude, on a choisi le véhicule de tourisme de traction arrière les caractéristique technique sont indiquées dans le tableau.

Type du moteur	4 cylindres en ligne
Nombre de soupapes	2 par cylindre
Puissance	90 chevaux à 5250 tr/min
Couple	12.24 mkg à 3000 tr/min (1mkg=9.8N.m) 120 N.m
Boite de vitesse	5 rapports
Poids	1024 kg
Poids/Puissance	8.63 kg/cv
Vitesse max	186 km/h

Tableau 2.3:Fiche technique du véhicule [14]

2.6.2. Détermination du poids total à charge

Une étude ayant déjà été faite auparavant a montré que la caisse et l'ensemble de ses constituants pesait au plus 1,1 tonnes. Sachant que le poids moyen d'un passager est de 70Kg et que la capacité du nouveau véhicule est de 5 passagers le poids total du véhicule à charge est estimé à 2,3 tonnes. Ajoutant le poids des bagages et en prenant un poids total de 2,5 tonnes.

La répartition des charges dans un véhicule est de 30% sur l'essieu arrière et 70% à l'avant. C'est-à-dire que le poids reposant sur essieu est de 0.69 tonnes. Toutefois sur le même essieu les charges sont supposées être réparties équitablement sur les deux roues. Donc on suppose chaque moyeu est soumis à une charge de 345 kg. [15]

2.6.3. Paramètre des calculs

L'arbre de pignon d'attaque tourne à la vitesse $N_1 = 3000$ [tr/min], donc, c'est la vitesse de rotation correspondante au couple maximal, alors on peut écrire la relation suivante :

$N_1 : N_e = 3000$ [tr/min], vitesse de rotation de pignon d'attaque.

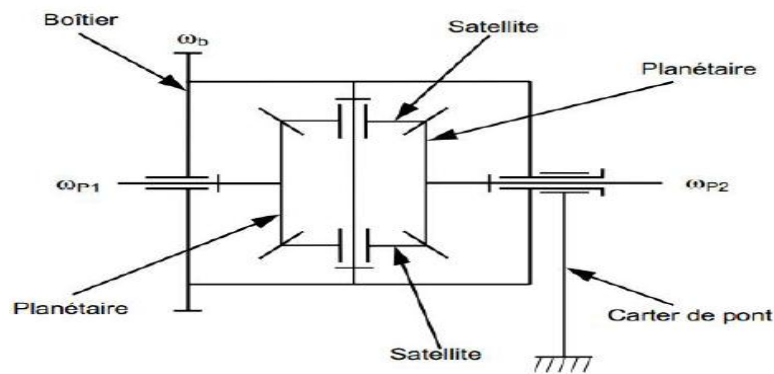


Figure 2.1: Schéma cinématique d'un pont différentiel

Les données :

	Pignon d'attaque	couronne	satellite	Planétaire
Z	Z1=20	Z2=80	Z3=25	Z4=45
M	3	3	2	2
d (mm)	60	240	50	90
P=π×m	9.42	9.42	6.28	6.28

Tableau 2.4: Les paramètres des calculs

- D = 381 mm (diamètre de la roue) / (15 pouces = 38.1 cm de rayon r=19.05cm).
- V = 50 Km/h (vitesse linéaire).
- Puissance fiscale : 4 chevaux (p = ch×4 ⇒ P = 745.7 ×4= 2982.8 w)

1/ Le rapport de transmission :

- **1 er cas :** entre la couronne et pignon d'attaque.

D'après la relation (1.1) le rapport de transmission égale :

$$r = \frac{z_1}{z_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{20}{80} = 0.25$$

$$r = \frac{N_2}{N_1} = \frac{N_2}{3000} = 0.25 \Rightarrow N_2 = 3000 \times 0.25 \Rightarrow N_2 = 750 \text{ tr/min}$$

- Donc la vitesse la couronne égale : 750 tr/min

- **2 éme cas :** entre pignon satellite et planétaire.

$$r = \frac{N_4}{N_3} = \frac{z_3}{z_4} = \frac{25}{45} = 0.56$$

- **Le rapport total égal r_t :** [5]

- égal le produit de deux rapports de la roue menant sur la roue menée.

$$r_t = \frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} \Rightarrow r = 0.25 \times 0.56 = 0.14$$

Donc le rapport de transmission total du pont est égal : r_t = 0.14

$$(N_1=N_3) r = \frac{N_4}{N_3} = 0.14 = \frac{N_4}{3000} \Rightarrow N_4 = 0.14 \times 3000 \Rightarrow = 420 \text{ tr/ min}$$

- donc la vitesse de la sortie est égale: 420 tr /min

2.7. Calculs et dimensionnement

Dans cette partie nous allons présenter l'étude des caractéristique des engrenages aussi que le calcul des efforts sur une dent.

2.7.1. Calcul des engrenages (pignon satellite) [4]

a) Calcul de l'angle primitif :

$$\tan \delta_3 = \frac{Z_3}{Z_4}$$

avec :

δ : L'angle entre le centre et la dent de pignon.

Z : nombre de dent.

$$\text{AN: } \tan \delta_3 = \frac{Z_3}{Z_4} \Rightarrow \delta_3 = \text{Arctan}(0.555) \Rightarrow \boxed{\delta_3 = 29.03^\circ}$$

b) Le module:

- D'après la figure 1.13 le module donnée sous la forme suivant : [4]

$$d_{a4} = d_4 + 2m \cos \delta_4$$

Avec :

d_a : diamètre de tête. / d : diamètre primitif.

- D'après le tableau (1.2) :

$$d_4 = m \times Z_4 = 90 \text{ mm}$$

$$d_{a4} = m Z_4 + 2m \cos \delta_4$$

$$m = \frac{d_{a4}}{(Z_4 + 2 \cos \delta_4)}$$

$$m = \frac{90}{(45 + 2 \cos 61)} = 1.958 \text{ mm}$$

D'après le tableau des valeurs normalisées de m on prend : $\boxed{m = 2 \text{ mm}}$

c) Calcul de diamètre primitif :

- D'après le tableau (Tableau (1.2) de chapitre 1). [4]

$$d_3 = m \cdot Z_3 = 50 \text{ mm} \Rightarrow \boxed{d_3 = 50 \text{ mm}}$$

d) Saillie :

- D'après le tableau (Tableau (1.2) de chapitre 1). [4]

$$h_a = m = 2\text{mm}$$

e) Creux :

- D'après la figure (1.13). [4]

$$h_f = 1,25 \cdot m \Rightarrow h_f = 2,5\text{mm}$$

f) Hauteur de dent :

$$h = h_a + h_f = 2,25 \cdot m \Rightarrow h = 2 + 2,5 \Rightarrow h = 4,5\text{mm}$$

g) Diamètre de tête :

$$d_{a3} = d_3 + 2m \cos \delta_3$$

$$d_{a3} = 50 + 4 \cos (29,03) \Rightarrow d_{a3} = 23.4\text{mm}$$

h) Diamètre de pied :

- D'après la figure 1.13 le diamètre de pied sous forme : [4]

$$d_{f3} = d_3 - 2,5m \cos \delta_3$$

$$d_{f3} = 50 - 2,5 \times \cos (29,09) \Rightarrow d_{f3} = 47.81\text{mm}$$

i) Angle de saillie :

- Angle de saillie calculé sous forme suivant : [5]

$$\tan \theta_a = \frac{m}{L}$$

$$\text{Avec : } L = \frac{d_a}{2 \sin \delta_a} \Rightarrow L = \frac{22}{2 \sin 29} \Rightarrow L = 22,68\text{mm}$$

L : Largeur de denture.

$$\theta_a = \text{Arctan} \left(\frac{2}{22,68} \right) \Rightarrow \theta_a = 5.03^\circ$$

j) Angle de creux :

- D'après la figure (1.13) angle de creux égale : [4]

$$\tan \theta_f = 1,25 \frac{m}{L} \Rightarrow \theta_f = \text{Arctan}(0.110) \Rightarrow \theta_f = 6.29^\circ$$

k) Angle de tête :

- C'est le total entre angle primitifs et angle de saille. [4]

$$\delta_{a3} = \delta_3 + \theta_a \Rightarrow \delta_{a3} = 29,03 + 5,03 \Rightarrow \boxed{\delta_{a3} = 34,06^\circ}$$

l) Angle de pied :

- C'est la différence d'angle primitif par rapport angle de creux. [4]

$$\theta_{f3} = \delta_3 - \theta_f \Rightarrow \theta_{f3} = 29,03 - 6,29 \Rightarrow \boxed{\delta_{f3} = 22,74^\circ}$$

m) Calcul de la largeur de la denture b :

Pour des raisons de taillage : $\frac{1}{4}L < b < \frac{1}{3}L$

$$5,67\text{mm} < b < 7,56\text{mm}$$

n) Calcul de vitesse de rotation de satellite N₃ : [5]

On a:

$$V = 2\pi RN \quad (\text{Par rapport la roue})$$

$$N = \frac{V}{2\pi r} \Rightarrow N = \frac{50.10^6}{60 \times 2 \times 3,14 \times 190.5} \Rightarrow \boxed{N = 696,56 \text{ tr/min}}$$

- D'après l'équation (1.1) on a :

$$r = \frac{N_3}{N_4} = \frac{Z_4}{Z_3} \Rightarrow N_3 = N_4 \cdot \frac{Z_4}{Z_3}$$

$$N_3 = 271,75 \times \frac{45}{25} \Rightarrow \boxed{N_3 = 1253.8 \text{ tr/min}}$$

o) Calcul de couple M_t :

- D'après équation (1.4) le couple égale : [4]

$$p = M_t \cdot \omega \quad M_t = \frac{p}{\omega} = \frac{60P}{2\pi N_3}$$

(D'après le tableau (4.2) ci- dessus) $p = 2982.8 \text{ w}$

Avec : p : La puissance du moteur.

ω : La vitesse angulaire.

$$\text{A.N : } M_t = \frac{60.2982.8}{2 \times 3,14 \times 1253.8} \Rightarrow \boxed{M_t = 15,15 \text{ N. m}}$$

p) Calcul de l'effort tangentiel F_t :

- L'effort tangentiel appliqué sur pignon satellite d'après la relation (1.3) égale : [4]

$$M_t = F_t \cdot R_3 \quad \Rightarrow \quad F_t = \frac{M_t}{R_3} = \frac{2M}{d_3}$$

Avec :

R : le rayon de pignon satellite.

$$A. N: F_t = \frac{2 \times 15,15}{50 \cdot 10^{-3}} \quad \Rightarrow \quad \boxed{F_t = 606 \text{ N}}$$

Puisque on a deux pignon satellite donc l'effort tangentiel appliquée sur chaque une est de :

$$F_t' = F_t/2 \quad \Rightarrow \quad \boxed{F_t' = 303 \text{ N}}$$

q) La détermination de Rpe du satellite usé :

Pour m=2 :

- D'après l'équation (1.2) on a :

$$m \geq 2,34 \sqrt{\frac{F_t}{2 \cdot k \cdot R_{Pe}}} \quad \Rightarrow \quad R_{Pe} \geq \frac{2,34^2 \cdot F_t}{2 \cdot k \cdot m^2}$$

Avec : K : coefficient de largeur de denture. (K=10). [5]

Rpe : résistance pratique à l'extension.

$$R_{Pe} \geq \frac{2,34^2 \cdot 606}{2 \cdot 10 \cdot 2^2} \quad \Rightarrow \quad \boxed{R_{Pe} \geq 41,47 \text{ N/mm}^2}$$

Pour m=3 :

$$R_{Pe}' \geq \frac{2,34^2 \cdot 606}{2 \cdot 10 \cdot 3^2} \quad \Rightarrow \quad \boxed{R_{Pe}' \geq 18,43 \text{ N/mm}^2}$$

Remarque :

$$R_{Pe} = R_{Pe}' \cdot K_s$$

$$K_s = \frac{R_{Pe}}{R_{Pe}'} = 2,25 \quad \text{Le concepteur a utilisé un coefficient de sécurité } \mathbf{k_s = 2.5}$$

r) Les dimensions du pignon satellite :

Paramètre de taillage	Satellite	Unité
Nombre de dents (Z)	25	Dents
Module (m)	2	su
Angle primitifs (δ)	29.03	[°]
Diamètre primitifs (d)	50	mm
Saillie (h_a)	2	mm
Creux (h_f)	2.5	mm
Hauteur de dent (h)	4.5	mm
Diamètre de tête (d_a)	23.4	mm
Diamètre de pied (d_f)	47.81	mm
Angle de saillie (θ_a)	5.03	[°]
Angle de creux (θ_f)	6.29	[°]
Angle de tête (δ_a)	34.06	[°]
Angle de pied (δ_f)	22,75	[°]
Largeur de denture (b)	5.67<b<7.56	mm

Tableau 2.5:dimensions de satellite utilisé

s) Les efforts sur la dent du satellite :

L'effort normal à la denture (F) est perpendiculaire au profil suivant la ligne d'action donnée, ici nous avons deux efforts en projection sur les directions principales de la roue dentée (tangentielle, radiale).

t) Calcul de l'effort radial F_r :

On a :

$$\tan \alpha = \frac{F_r}{F_t} \quad \text{Avec : } \alpha \text{ angle de pression } \alpha=14,5 \quad [5]$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha \quad \Rightarrow \quad F_r = 606 \cdot \tan 14,5 \quad \Rightarrow \quad \boxed{F_r = 156,72 \text{ N}}$$

u) Calcul l'effort normal F : [4]

$$F = \sqrt{F_r^2 + F_t^2} \quad \Rightarrow \quad F = \sqrt{(156.72)^2 + (606)^2} \quad \Rightarrow \quad \boxed{F = 625,93 \text{ N}}$$

v) Cas des deux engrenages (la couronne et le pignon d'attaque) :

1/ Calcul de module :

- d'après la relation (1.2) :

$$m \geq 2,34 \sqrt{\frac{F_t}{k \cdot RPe}}$$

On a :

$$p = M_t \cdot \omega \quad \Rightarrow \quad M_t = \frac{p}{\omega} = \frac{60P}{2\pi N_1}$$

Avec :

$$N_1 = \frac{N_2}{0,25} = \frac{1253,8}{0,25} \quad \Rightarrow \quad \boxed{N_1 = 3015,2 \text{ tr/min}}$$

$$\Rightarrow \quad M_t = \frac{60 \cdot 2982,8}{2 \cdot 3,14 \cdot 3015,2} \quad \Rightarrow \quad \boxed{M_t = 9,45 \text{ N.m}}$$

. D'après la relation (1.3) : $F_t = \frac{M_t}{R_1} = \frac{2M_t}{Z_1 \cdot m} = \frac{M_t}{20 \cdot m}$

- On remplace dans la relation (1.2) :

$$m \geq \sqrt{\frac{(2,34^2)M_t}{20 \cdot k \cdot RPe}} \quad \Rightarrow \quad m \geq \sqrt{\frac{(2,34^2) \cdot 5,86 \cdot 10^3}{20 \cdot 10 \cdot 81}} \quad \Rightarrow \quad m \geq 2,25 \text{ mm}$$

D'après le tableau des valeurs normalisées de m on prend : **m=3**

2.7.2. Dimensionnement des pignons et la couronne

Le tableau suivant résume les dimensions du pignon et la couronne après calcul, en utilisant les mêmes étapes de calcul précédentes.

Paramètre de taillage	Le pignon d'attaque	La couronne	Pignon planétaire
Nombre de dents (Z)	20	80	45
Module (m)	3	3	2
Angle primitifs (δ) [°]	14.03	75.96	60.9
Diamètre primitifs (d) [mm]	60	240	90
Saillie (h_a) [mm]	3	3	2
Creux (h_f) [mm]	3.75	3.75	2.5
Hauteur de dent (h) [mm]	6.75	6.75	4.5
Diamètre de tête (d_a) [mm]	65.82	241.44	68.4
Diamètre de pied (d_f) [mm]	52.72	238.2	87.22
Angle de saillie (θ_a) [°]	1.38	1.38	5.03
Angle de creux (θ_f) [°]	1.72	1.72	6.29
Angle de tête (δ_a) [°]	15.41	77.34	44.46
Angle de pied (δ_f) [°]	12.31	74.34	38.93
Largeur de denture (b) [mm]	30	30	5.67 < b < 7.56

Tableau 2.6. Dimensions du pignon et de la couronne

2.7.3. Les efforts sur la dent de pignon et la couronne

a) Calcul de l'effort tangentiel :

- d'après la relation (1.3).

$$F_t = \frac{M_t}{R_1} = \frac{5,68 \times 1000}{30} \Rightarrow \boxed{F_t = 189,3\text{N}}$$

b) Calcul de l'effort radial :

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha \Rightarrow F_r = 189,3 \cdot \tan(14,5)$$

$$\Rightarrow \boxed{F_r = 48,95\text{N}}$$

c) Calcul de l'effort normal :

$$F = \sqrt{F_r^2 + F_t^2} \Rightarrow F = \sqrt{(48,95)^2 + (189,3)^2}$$

$$\boxed{F = 195,52\text{ N}}$$

2.8. Dimensionnement de demi-arbres des roues [16]

2.8.1. Généralités

Le demi-arbre totalement décharge théoriquement transmet seulement le moment de torsion provenant du différentiel vers les roues motrices, mais pour lui, peut y avoir la déformation due à la flexion, provoques par les déformations de la trompette du pont, la non Co axialité du moyeu de la roue et de l'axe du pignon planétaire du différentiel, le gauchissement et le décalage des extrémités cannelles de demi-arbre par rapport au pignon et en cas de présence de jeux sur la liaison a cannelure.

On calcul de diamètre de demi-arbre est suivant la base de flexion et torsion et le trois cas de chargement de trompette du pont, pour le déplacement rectiligne, le dérapage et le chargement dynamiques de la voiture. Voici les caractéristiques d'une voiture.

(Peugeot/206/1.4e_16v_XS)

Poids total en charge	2300	[kg]
Longueur totale	3830	[mm]
Largeur totale	1650	[mm]
hauteur	1430	[mm]

Tableau 2.7.Les caractéristique de voiture utilisé

La répartition aux ponts est 1610[kg] à l'avant et 690[kg] à l'arrière.

2.8.2. Calcul de moment fléchissant résultant de demi-arbre suivant le plan (ox ; oy)

$$M_f = b\sqrt{R_{z1}^2 + T^2}$$

On a :

- b : distance entre l'axe du roulement et le flasque de la roue : b = 140[mm] [18]
- T : effort tangentiel des surfaces de contact des roues avec le sol.
- R_{Z1} : effort normal de contact de la roue gauche ou droite.

Or :

$$R_{Z1} = R_{Z2} = \frac{K_2 G_2}{4} \quad [18]$$

Avec :

- G₂ : charge totale sur le pont arrière
- K₂ : coefficient de la répartition de charges entre les roues

En ligne droite k₂= 1 mais pendant le virage k₂ ≠1. Considérons que la voiture est en ligne droite, alors k₂=1.

$$\text{On a : } G_2 = \frac{1}{4} P \quad [18]$$

Avec : P : la charge totale du véhicule.

$$\text{On a : } P = 2300[\text{kg}] \times 9,81 = 22563[\text{N}].$$

$$R_{Z1} = R_{Z2} = \frac{22563}{4} \Rightarrow \boxed{R_{Z1} = R_{Z2} = 5640,75 \text{ [N]}}$$

$$T = R_{Z1} \times \varphi \quad [18]$$

Avec :

ϕ: Coefficient d'adhérence maximal du pneu au sol (d'après bibliographié en prendre

(ϕ = 0.8)). D'après bibliographié [18]

$$T = 5640,75 \times 0.8 \Rightarrow \boxed{T = 4512.6 \text{ [N]}}$$

Alors on a :

$$\mathbf{M_f = 140\sqrt{(5640,75)^2 + (4512.6)^2} \Rightarrow \boxed{M_f = 1011315,845 \text{ [N.mm]}}$$

2.8.3. Calcul de moment de torsion de demi-arbres [17]

Ou $r_d = r_i$ pour la route goudronnée en bon état, et si on néglige la déformation du pneu gonfle pour l'Automobile chargée, on prendre $r_i = r_{st}$ (r_i = rayon libre du pneu).

Le rayon libre pour le pneu 195/65/R15 (model Peugeot 206 sw). 15 pouces = 38.1cm

195/65 signifie une largeur de roue de 195 mm.

Le rayon de la roue vous calculez en ajoutant les deux variables. Vous recevrez 19,05 centimètres de rayon de la jante, plus 12,68 montants de bord égale à 31,73 rayons de centimètre de la roue.

On prend alors $r_d = r_{st} = r_i = 317.3$ [mm].

$$M_t = 317,3 \times 4512,6 \Rightarrow \boxed{M_t = 1431847,98 \text{ [N. mm]}}$$

2.8.4 .calcul de diamètre de demi-arbres des roues motrices

Vérification de la contrainte de GUEST 1900 : [18]

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{M_t}{w_f}\right)^2 + 4 \left(\frac{M_f}{w_f}\right)^2} \leq \sigma_{ad} \quad \text{Avec } w_f = \frac{M_t}{2} = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$D > 3 \sqrt{\frac{32}{\pi \sigma_{ad}} + \sqrt{M_t^2 + M_f^2}} \Rightarrow D > 3 \sqrt{\frac{32}{\pi 14} + \sqrt{(1011315,845)^2 + (1431847,98)^2}}$$

$$D = 21.75 \text{ mm} \Rightarrow \text{on prend } \boxed{d = 25 \text{ mm}}$$

2.8.5. Calcul de contrainte max applique sur la poutre (l'arbre) σ_{max} .

a) Taux de cisaillement : [18]

1/ Calcul de T_y max :

L'essieu arrière supporte 0,69 tonnes (690 Kg) [17]

Donc chaque roue possède une charge de 345 kg.

$$F = m \cdot g = 345 \cdot 9.8 = 3381 \text{ N}$$

Chaque arbre possède de 15% la charge totale : donc la charge applique sur arbre.

$$\boxed{F = T_{y\max} = 507.1 \text{ N}}$$

$$\tau = \frac{T}{s} \Rightarrow T_{y\max} = 507.1 \text{ N}$$

T : Effort tranchant. / S : la surface de l'arbre.

$$\tau = \frac{507.1}{\pi(12.5)^2} = 1.03 \text{ N/mm}^2 \quad \Rightarrow \quad \boxed{\tau = 1.03 \text{ Mpa}}$$

2/ Le moment fléchissant :

$$M_{fz \max} = t_{fy \max} \times D$$

D : Distance en mm.

$$M_{fz \max} = 507.1 \times 300 \quad \Rightarrow \quad \boxed{M_{fz \max} = 152130 \text{ N.mm}}$$

3/ Contrainte max : σ_{\max}

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{fz \max}}{I_{gZ}} \quad \text{Cas d'un cercle :} \quad I_{gZ} = \frac{\pi d^2}{64} \quad \Rightarrow \quad \frac{\pi (25)^2}{64} = \boxed{1914.7 \text{ mm}^4}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{152130}{1914.7} = \boxed{75.48 \text{ Mpa}}$$

• Vérification de résistance :

$k_s = 2$: coefficient de sécurité

$$\sigma_{\text{adm}} = 1450 \text{ MPa} \quad \boxed{R_{pe} \leq \sigma_{\text{adm}}}$$

$$R_{pe} = \sigma_{\max} \times k_s \leq \sigma_{\text{adm}} \Rightarrow 158.96 \leq 1450 \quad \text{Donc vérifier.}$$

2.9. Réalisation le principe de différentiel [18]

- En ligne droite : $\Omega = \omega_1 = \omega_2$
- En virage : $\Omega = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}$
- En patinage ou bien en freinage : $\omega_1 = 2\Omega$ et $\omega_2 = 0$ ($\omega_1 = 0$ et $\omega_2 = 0$).

a) Les rapports de réduction :

- D'après les calculs précédents.

N_2 : 750 [tr/min], vitesse de rotation de Grande Couronne.

N_3 : 420 [tr/min], vitesse de rotation des demi-arbres de la roue, motrice c'est la vitesse correspond à planétaire.

$r_1 = 0,56$: rapport de réduction de renvoi d'angle.

$r_2 = 0,25$: rapport de réduction de renvoi d'angle.

• **Remarque :**

Dans tous les cas N= vitesse du boitier et P= vitesse des planétaires.

$$N = \frac{P_1 + P_2}{2}$$

b) Calcul de diamètre de pignon d'attaque

- Avant de calculé le diamètre de pignon d'attaque on va calcule les efforts sur les paliers :

T = effort tangentiel.

F_r = effort radial.

F_a = effort axial.

2.9.1. Moment de torsion de pignon d'attaque [18]

$$M_p = C_m \times \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_r \times U_1$$

$$M_p = 24[\text{daNm}] \times 0,98 \times 0,98 \times 0,99 \times 0,56 \Rightarrow M_p = 127,78[\text{Nm}]$$

Avec U₁= 0.56 : Rapport de réduction des arbres primaires et secondaire.

η₁= 0,98 : Rendement de l'embrayage a friction mécanique.

η₂=0,98 : Rendement de l'engrenage cylindrique (Une paire de pignon en contact).

C_m=24 [daNm] pour la Répartition de la charge la précision et rigidité telles que le contact ne se fait pas sur toute la largeur de la face.

η₃=0,99 : Rendement d'une paire de roulement.

η_r =0,97 : Rendement des trois paires de roulements.

η₄= 0,97 : Rendement d'un renvoi d'angle (engrenage conique).

a) Moment de torsion de la grande couronne :

$$M_c = M_p \times U_2$$

$$M_c = 127,78 \times 0,25 \Rightarrow M_c = 31,945 [\text{Nm}]$$

b) Effort tangentiel :

$$T = \frac{2M_c}{0.857D_2} = \frac{2Mp}{0.857D_1}$$

$$T = \frac{2 \times 31.945}{0.857 \times 240} \Rightarrow \boxed{T = 31.06 \text{ [N]}}$$

$$D_{m2} = 0.857 \times D_2$$

Avec : $D_2 = 240 \text{ [mm]}$: diamètre moyen de la grande couronne.

c) Effort radial et axial F_r et F_a :

1/ Calcul des éléments de taillage de renvoi d'angle :

$$\gamma_1 = \arctg\left(\frac{1}{U_1}\right) \text{ et } \gamma_1 + \gamma_2 = 90^\circ$$

$$\gamma_1 = \arctg\left(\frac{1}{U_1}\right) \Rightarrow \boxed{\gamma_1 = 61^\circ} \text{ et } \boxed{\gamma_2 = 29^\circ}$$

2/ Effort axial du pignon d'attaque :

$$F_{a1} = T_1 \gamma_a \text{ et } \gamma_a = 0.44 \sin \gamma_1 + 0.7 \cos \gamma_1$$

$$F_{a1} = T_1 \times [0.44 \sin \gamma_1 + 0.7 \cos \gamma_1]$$

$$F_{a1} = 31.06 \times [0.44 \sin (61^\circ) + 0.7 \cos (61^\circ)] \Rightarrow \boxed{F_{a1} = 22.36 \text{ [N]}}$$

3/ Effort radial du pignon d'attaque :

$$F_{r1} = T_1 \gamma_r \text{ et } \gamma_r = 0.44 \sin \gamma_1 - 0.7 \cos \gamma_1$$

$$F_{r1} = T_1 \times [0.44 \sin \gamma_1 - 0.7 \cos \gamma_1]$$

$$F_{r1} = 31.06 \times [0.44 \sin (61^\circ) - 0.7 \cos (61^\circ)] \Rightarrow \boxed{F_{r1} = 12.42 \text{ [N]}}$$

4/ Effort sur le palier de pignon d'attaque :

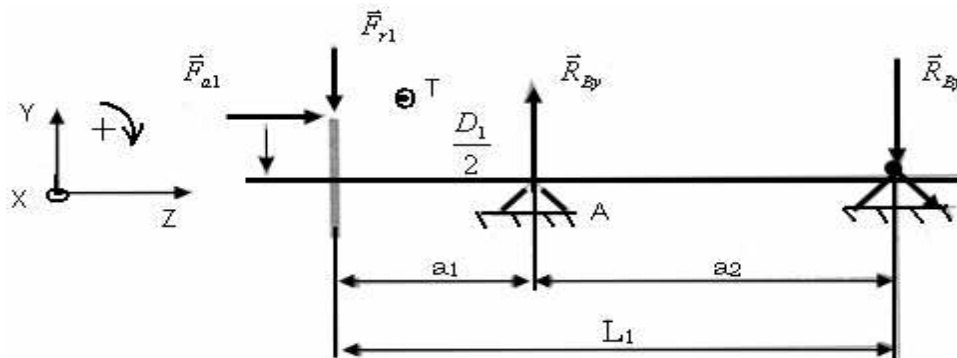


Figure 2.2 : Les efforts applique sur le palier de pignon d'attaque suivant axe (\vec{OZ})

$D_{1m} = 60$ [mm]: diamètre primitif du pignon d'attaque.

$$a_1 = 13 \text{ [mm]}$$

$$a_2 = 60 \text{ [mm]}$$

$$L_1 = 83 \text{ [mm]}$$

$$F_{a1} = 22.36 \text{ [N]}$$

$$F_{r1} = 12.42 \text{ [N]}$$

5/ Calcul des réactions aux appuis :

$$\overrightarrow{\Sigma(F_{ext})}/OZ = \vec{0}$$

$$\overrightarrow{F_{r1}} + \overrightarrow{R_{ay}} + \overrightarrow{R_{By}} = \vec{0}$$

$$-F_{r1} + R_{ay} + R_{By} = 0$$

$$R_{ay} = F_{a1} + R_{By}$$

$$\overrightarrow{\Sigma M_B} = a_2(\vec{z}) \wedge R_{Ay}(\vec{y}) + L_1(\vec{z}) \wedge F_{r1}(-\vec{y}) + \frac{D_{m1}}{2}(\vec{y}) \wedge F_{a1}(\vec{z}) = \vec{0}$$

$$\left(a_2 R_{Ay} - L_1 F_{r1} - \frac{D_{m1}}{2} F_{a1} \right) = 0$$

$$R_{Ay} = F_{r1} \frac{L_1}{a_2} + F_{a1} \frac{D_{m1}}{2a_2}$$

$$\text{AN: } R_{Ay} = 12.42 \times \frac{83}{60} + 22.36 \times \frac{60}{120} \Rightarrow \boxed{R_{Ay} = 28,32 \text{ [N]}}$$

$$\overrightarrow{\Sigma M_A} = a_2(-\vec{x}) \wedge R_{By}(-\vec{y}) + a_1(\vec{x}) \wedge F_{r1}(-\vec{y}) + \frac{D_{m1}}{2}(\vec{y}) \wedge F_{a1}(\vec{x}) = \vec{0}$$

$$\left(a_2 R_{By} - a_1 F_{r1} - \frac{D_{m1}}{2} F_{a1} \right) = 0$$

$$R_{By} = F_{r1} \frac{a_1}{a_2} + F_{a1} \frac{D_{m1}}{2a_2}$$

$$\text{AN: } R_{By} = 12.42 \times \frac{13}{60} + 22.36 \times \frac{60}{120} \Rightarrow \boxed{R_{By} = 23,81 \text{ [N]}}$$

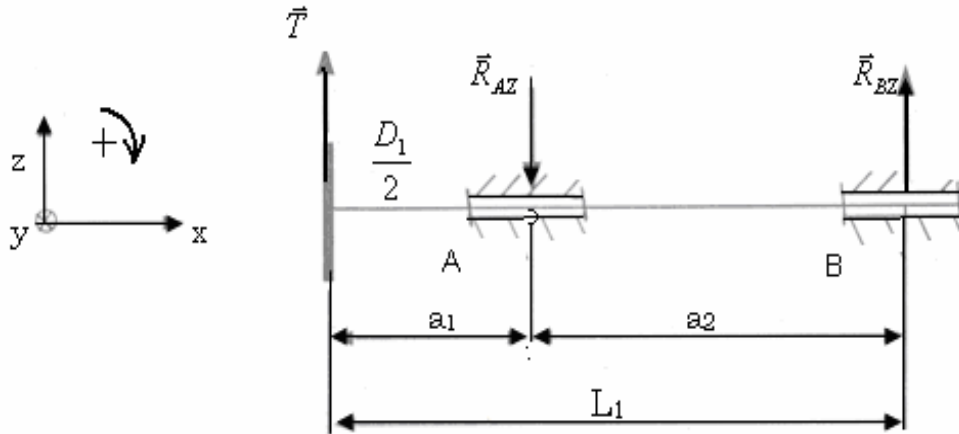


Figure 2.3 : Les efforts applique sur le palier de pignon d'attaque suivant axe (\vec{Ox})

6/ Calcul des réactions aux appuis :

$$\Sigma(\vec{F}_{ext})/Ox = \vec{0}$$

$$\vec{T} + \vec{R}_{Az} + \vec{R}_{Bz} = \vec{0}$$

$$T - R_{Az} + R_{Bz} = 0$$

$$R_{Az} = R_{Bz} + T$$

$$\Sigma \vec{M}_B = a_2(\vec{x}) \wedge R_{Az}(-\vec{z}) + L_1(\vec{x}) \wedge T(\vec{z}) = \vec{0}$$

$$(-a_2 R_{Az} - L_1 T) = 0$$

$$R_{Az} = T \frac{L_1}{a_2} \quad \text{AN} \quad R_{Az} = 31.06 \times \frac{83}{60} \quad \Rightarrow \quad \boxed{R_{Az} = 42.86 \text{ [N]}}$$

$$\Sigma \vec{M}_A = a_1(\vec{x}) \wedge T(\vec{z}) + a_2(-\vec{x}) \wedge R_{Bz}(\vec{z}) = \vec{0}$$

$$R_{Bz} = T \frac{a_1}{a_2} \quad \text{AN} \quad R_{Bz} = 31.06 \times \frac{13}{60} \quad \Rightarrow \quad \boxed{R_{Bz} = 68.83 \text{ [N]}}$$

7/ Moment fléchissant résultante :

$$M_{f1} = \sqrt{(M_{f1x})^2 + (M_{f1y})^2} \quad [18]$$

M_{f1} =moment fléchissant résultant.

M_{f1y} = moment fléchissant maximal sur le plan (YZ).

M_{f1x} = moment fléchissant maximal sur le plan (XZ).

Sont données :

$$M_{f1y} = 15,41[\text{Mpa}] \text{ et } M_{f1x} = 44,87[\text{Mpa}] \quad \Rightarrow \quad \text{D'où } \boxed{M_{f1} = 47,44[\text{Mpa}]}$$

8/ Calcul de moment de torsion :

$$M_{t1} = T_1(x) \times \frac{D_1}{2}$$

$T_1 = 31.06$ [N] : Effort tangentiel sur le pignon d'attaque.

$D_1 = 60$ [mm] : diamètre primitif du pignon d'attaque.

$$M_{t1} = 31.06 \times \frac{60}{2} \quad \Rightarrow \quad \boxed{M_{t1} = 931.8 \text{MPa}}$$

2.10. Calcul de diamètre de l'arbre du pignon d'attaque

a) Hypothèse de GUEST (1900) donne : [18]

$$\sigma_r = 2\tau_1 = \sqrt{(\sigma_x + \sigma_y)^2 + 4(\tau_{xy})^2}$$

$$\sigma_r = \sqrt{\left(\frac{M_{f1}}{W_f}\right)^2 + \left(\frac{M_{t1}}{W_t}\right)^2} \leq R_p$$

$M_{t1} = 931, 8$ [Mpa] ; moment de torsion.

W_f = moment de résistance a flexion.

W_t = moment de résistance à la torsion.

$$W_f = \frac{I_{zz'}}{D_1 \cdot 12} = \frac{W_t}{2}$$

I_{zz}' : Moment quadratique. $\frac{D^4 \pi}{64}$

D'après cette relation on tire la valeur de diamètre **da**.

$$d_a \geq 3 \sqrt{\frac{32}{\pi \times R_p} + \sqrt{(M_{f1})^2 + (M_{t1})^2}} \quad \Rightarrow \quad d_a \geq 21.2 \text{ [mm]}$$

Avec :

$M_{f1} = 47,44$. [MPa] et $M_{t1} = 931.8$ [MPa] d'où finalement, on désigne que le diamètre normalise

De l'arbre du pignon est de $d_a = 25$ [mm].

N/mm²

b) Vérification à la rigidité de l'arbre du pignon d'attaque :

θ_1 = angle de torsion de l'arbre du pignon.

$[\theta_{ad}] > \theta_1$ = angle de torsion admissible

$$\theta_1 = \frac{M_{t1}}{G I_{p1}} \quad \text{Avec} \quad G = \frac{E}{2(1+\nu_p)} \quad / \quad I_{p1} = \frac{\pi d_a^4}{32}$$

I_{p1} = moment d'inertie ; $d_a=25$ [mm] : diamètre de l'arbre.

G = module d'élasticité transversale.

$E=2,1 \cdot 10^5$ [N/mm²] : Module d'Young.

$\nu_p= 0,25$: coefficient de poisson ; d'après le calcul, on obtient :

$$\theta_1 = 0,78 \times 10^{-5} [\text{rd/mm}] < [\theta_{ad}] = 1,75 \times 10^{-5} [\text{rd/mm}]$$

Conclusion : l'arbre du pignon de diamètre $d_a=25$ [mm] est admissible à la torsion.

2.11. Choix du type de roulements

Après l'analyse, le choix de roulement repose sur l'étude des efforts qu'il devra supporter et des conditions de fonctionnement. Possibilité de fonctionnement :

Les montages comportent généralement un palier « fixe » qui assure la maintien axial, et un palier « libre » permettant un déplacement axial relatif entre arbre et logement de façon à éviter un coincement des roulements, si l'arbre se dilate longitudinalement par exemple.

Lorsque la vitesse est constante, il est généralement plus pratique l'exprimer la durée nominale en heures de fonctionnement L_{10h} , la durée normalement souhaitable pour différents types de machines. Machine pour service de huit heures par en fonctionnement continu : $L_{10h}=20000$ à 30000 [heure de fonctionnement].

a) Détermination de la charge dynamique de base : (C1)

- **La formule :**

$$L_{10h} = \frac{16666}{n} \left(\frac{C_1}{P_1} \right)^3$$

Permet d'écrire : $\theta_1 = P_{1k} \sqrt{\frac{L_{10h} \times n}{16666}}$

$n= 6000$ [tr/min] : vitesse de rotation de bague intérieure tournante.

$P_1= 878,91$ [N] : charge dynamique équivalente.

$K=3$: roulement à billes.

En remplaçant la lettre par leur valeur, on obtient :

$$\theta_1 = 878,91[\text{N}] \sqrt[3]{\frac{20000[h] \times 6000\left(\frac{\text{tr}}{\text{min}}\right)}{16666}} \rightarrow \boxed{c_1 = 16971.79 [\text{N}] = 1697.179[\text{daN}]}$$

b) Dimensions du roulement :

La charge dynamique de base C du roulement choisi devra être supérieure à $C_1=16971,18[\text{N}]$.

Si l'on considère la série de dimension 10 nous donnons $C=17600[\text{N}]$.

Chapitre III.

Conception avec Solid Works

Chapitre III : Conception avec Solidworks

3.1 Introduction

La conception du différentiel a été réalisée par une conception CAO sous le logiciel solidworks version 2017.

Par conséquent, ce chapitre a été introduit par une première partie donnant une vision générale Sur le logiciel CAO/DAO «solidworks ».

Ensuite, une deuxième partie qui traite la méthode de la conception en 3D du différentiel en Donnant les détails ainsi que les différentes étapes de conception.

3.2 Historique

Créé en 1993 par l'éditeur américain éponyme (Jon Hirschtick) a commencé à travailler sur Solidworks en 1993 accompagné d'une équipe de développeur afin de rendre la CAO plus accessible. A partir de 1995, la première version du logiciel est lancée. En 1997, Dassault Systèmes devient actionnaire principal et continuera de développer les outils du logiciel. Solidworks permet de réaliser de la modélisation 2D et 3D, ce logiciel de CAO est réputé pour sa simplicité d'utilisation et se veut intuitif.

3.3 L'environnement Solidworks

Solidworks est un logiciel de conception assistée par ordinateur, appartenant à la société Dassault Systèmes. L'utilisation du logiciel solidworks a été choisie vu qu'il est capable de réaliser les différentes formes de notre différentiel ; de plus il nous permet d'enregistrer le modèle sous les différents formats (DXF, STL, STEEP, IGES, etc....).

Solidworks est un outil de conception de modélisation volumique paramétrée basée sur Des fonctions, associatif.

Le logiciel Solidworks permet de :

- concevoir des objets en 3D de manière très précise.
- développer des produits
- vérifier la conception de votre fichier
- détenir une bibliothèque de vos fichiers 3D
- mettre en place des mises en plan 2D [4]

3.4. Le principe de conception

Il utilise le principe de conception paramétrique et génère trois types de fichiers qui sont liés: la pièce, l'assemblage, et la mise en plan. Ainsi toute modification sur un De ces trois fichiers sera répercutée sur les deux autres.

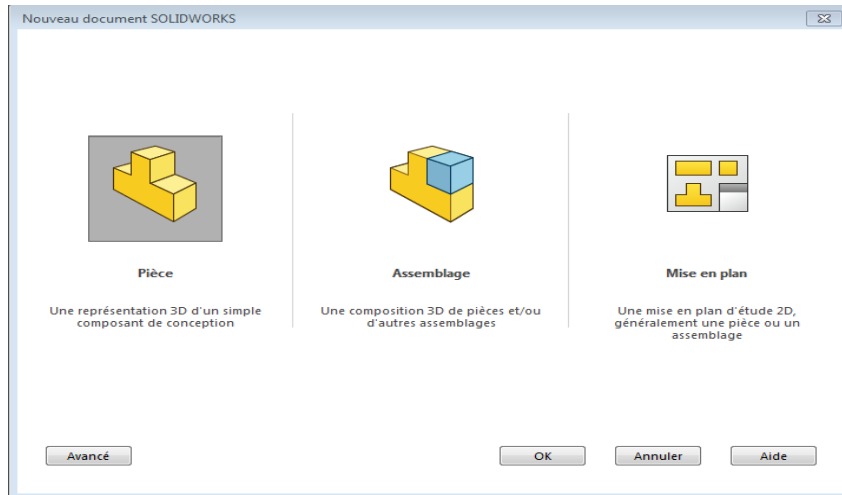


Figure 3.1: Les trois concepts de base (SOLIDWORKS)

3.4.1 : Pièce

Une pièce est la réunion d'un ensemble de fonctions volumiques avec des relations D'antériorité, des géométriques, des relations booléennes (ajout retrait)... Cette organisation est rappelée sur l'arbre de construction. Chaque ligne est associée à une fonction qu'on peut Renommer à sa guise.

3.4.2 : Les étapes pour obtenir un volume

Définir une origine	Choisir un plan	Tracer une esquisse	Générer un volume

Tableau 3.1: Les étapes pour obtenir un volume

Les assemblages sont obtenus par la juxtaposition de pièces. La mise en position de pièces est définie par un ensemble de contraintes d'assemblage associant, deux entités respectives par une relation géométrique (coïncidence, tangence, Co axialité...). Dans une certaine mesure, ces associations de contraintes s'apparentent aux liaisons mécaniques entre les pièces. Le mécanisme monté, s'il possède encore des mobilités, peut être manipulé virtuellement. On peut alors aisément procéder à des réglages à l'aide des différents outils disponibles (déplacement de composants, détection de collision ou d'interférence, mesure des Jeux, etc.)

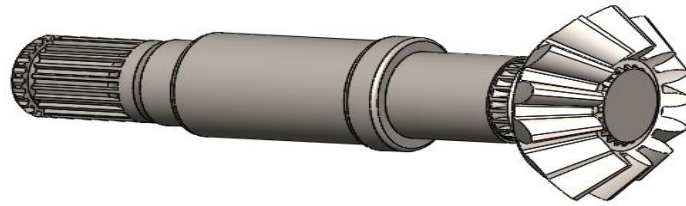


Figure 3.2: Assemblage de deux pièces (arbre / pignon)

3.4.3. Mise en plan

Une fois les pièces ou assemblages créés, il est possible de générer automatiquement les mise en plan (représentation 2D) avec insertion automatique des côtes et liaisons entre les vues 2D et le modèle 3D.

Pour faire des mises en plan, il est tout d'abord nécessaire d'avoir des fonds de plan pour y projeter les dessins. Ces fonds de plans sont en format (A4, A3,...), une orientation

(Portrait ou paysage) et contiennent éventuellement un cartouche.

Un certain nombre de fonds de plan de base sont proposés à l'origine, mais il est préférable. Avant de commencer, de personnaliser les fonds en plan que l'on utilisera par la suite. [4]

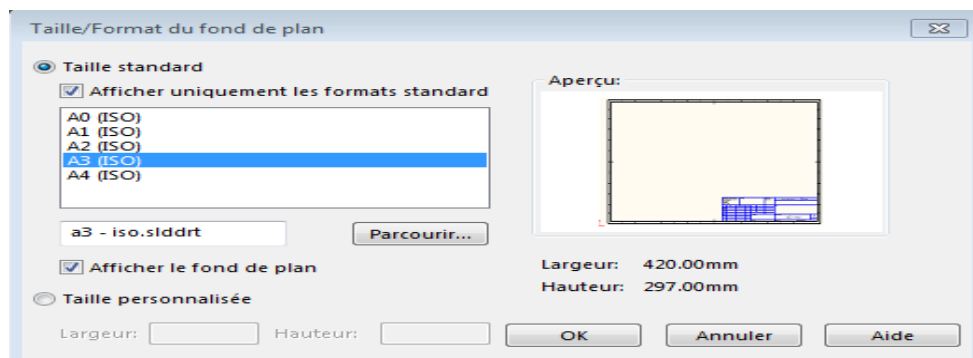




Figure 3.3: Création de mise en plan

3.5. Les étapes de conception

Ouvrir Solidworks 

Lors de l'ouverture, click sur Bibliothèque  de conception  puis Toolbox et

On choisit la norme  ISO afin de créer notre pièce à partir d'un modèle existant. En fin, on remplit le tableau proposé par Solidworks qui consiste à définir notre couronne et tous les pignons créés dans ce système

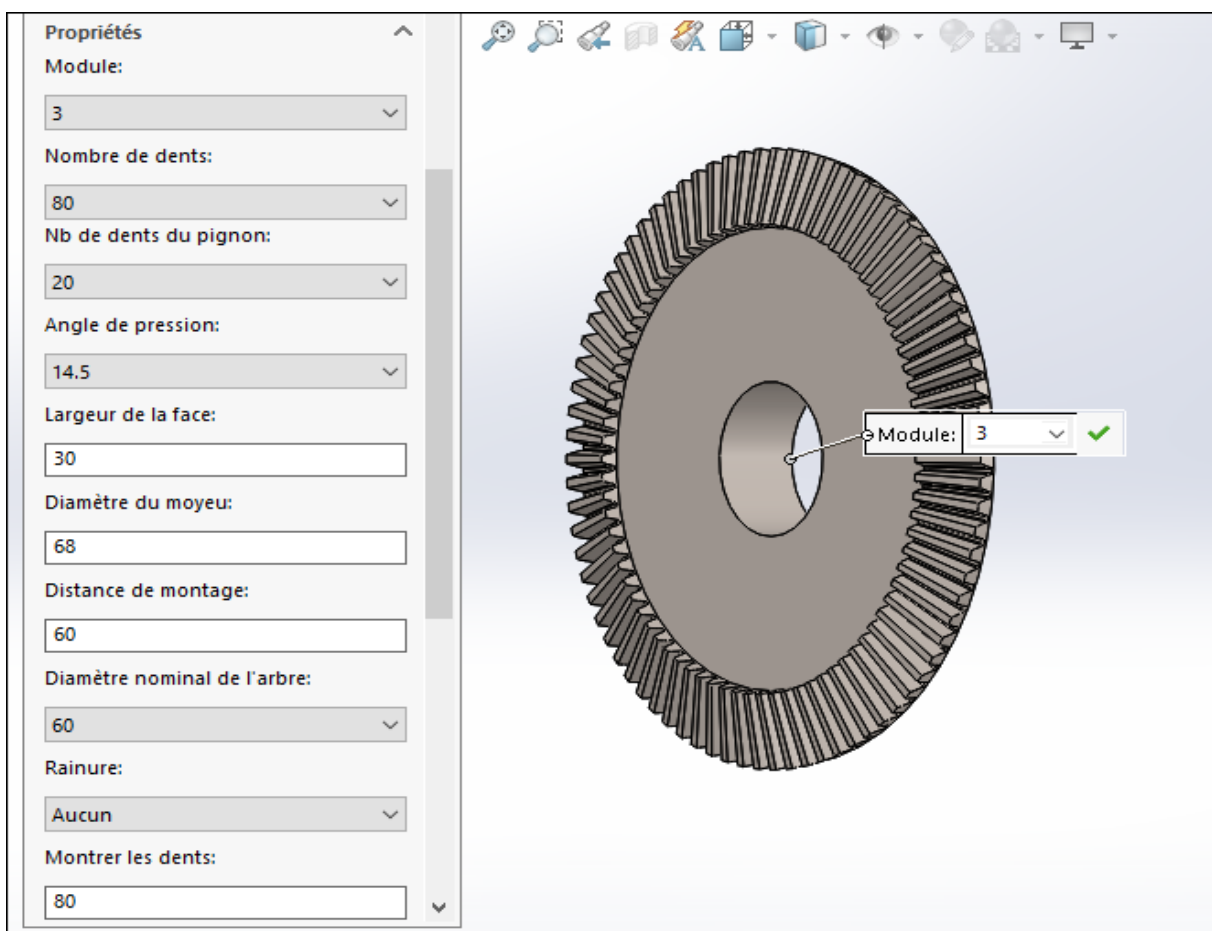
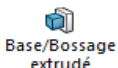


Figure 3.4 : couronne créée à partir de la bibliothèque de solidworks

- On sélectionne la face de la couronne puis on esquisse un rectangle puis on clique sur basse/bossage  puis on valide :

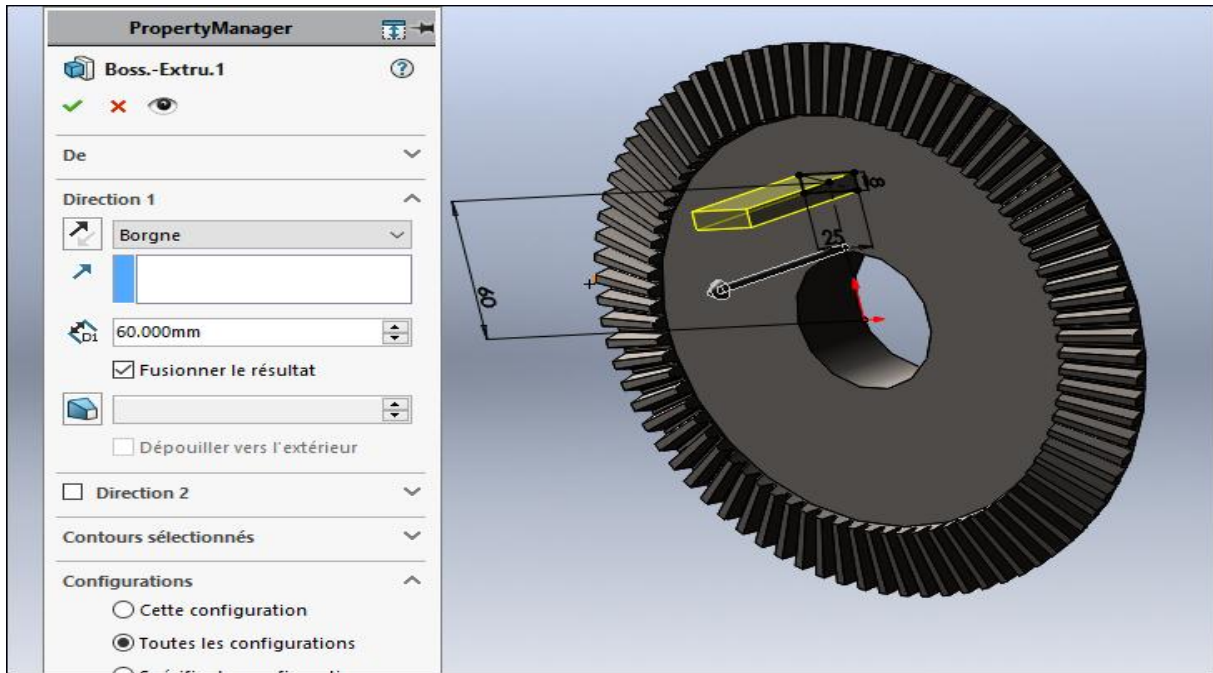
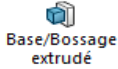


Figure 3.5: bossage d'un rectangle sur la face de la couronne

- puis on esquisse un cercle puis on clique sur base/bossage  puis une symétrie par rapport axe et on valide :

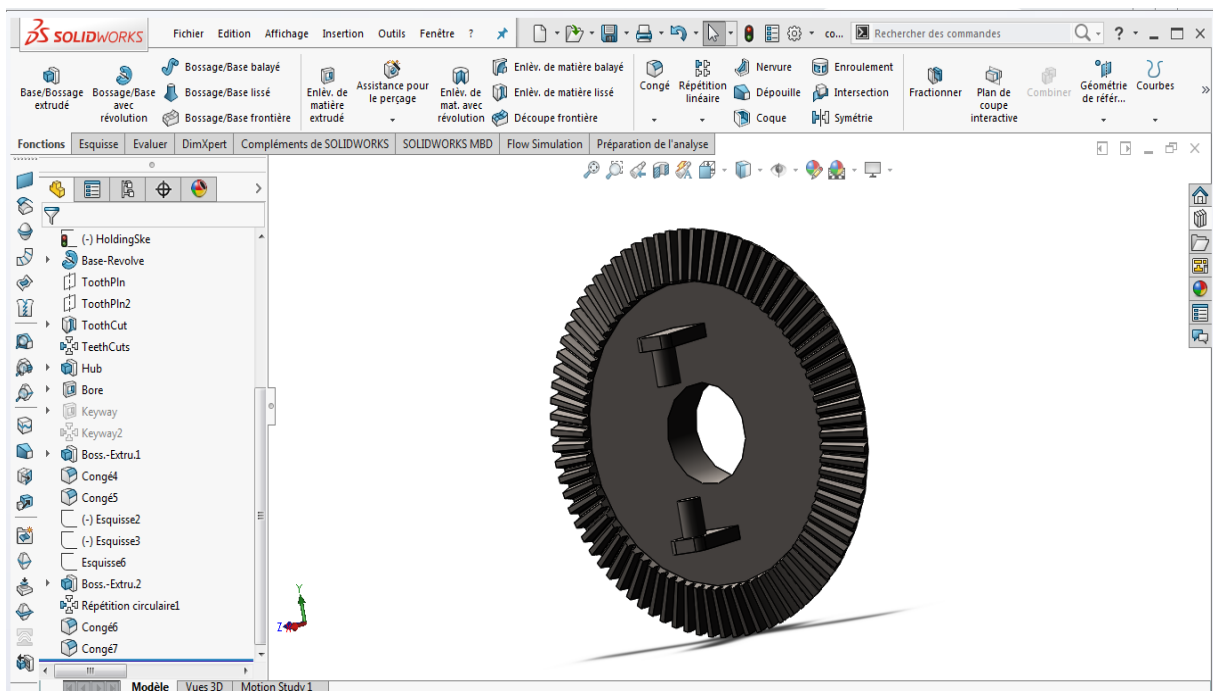


Figure 3.6: couronne sous forme final

3.5.1 . Conception du pignon d'attaque

On modélise le pignon d'attaque de la même manière que la couronne tout on réspec tons les propriétés de ce dernier tel que le module, nombre de dents, nombre de dents de

La couronne,...etc.

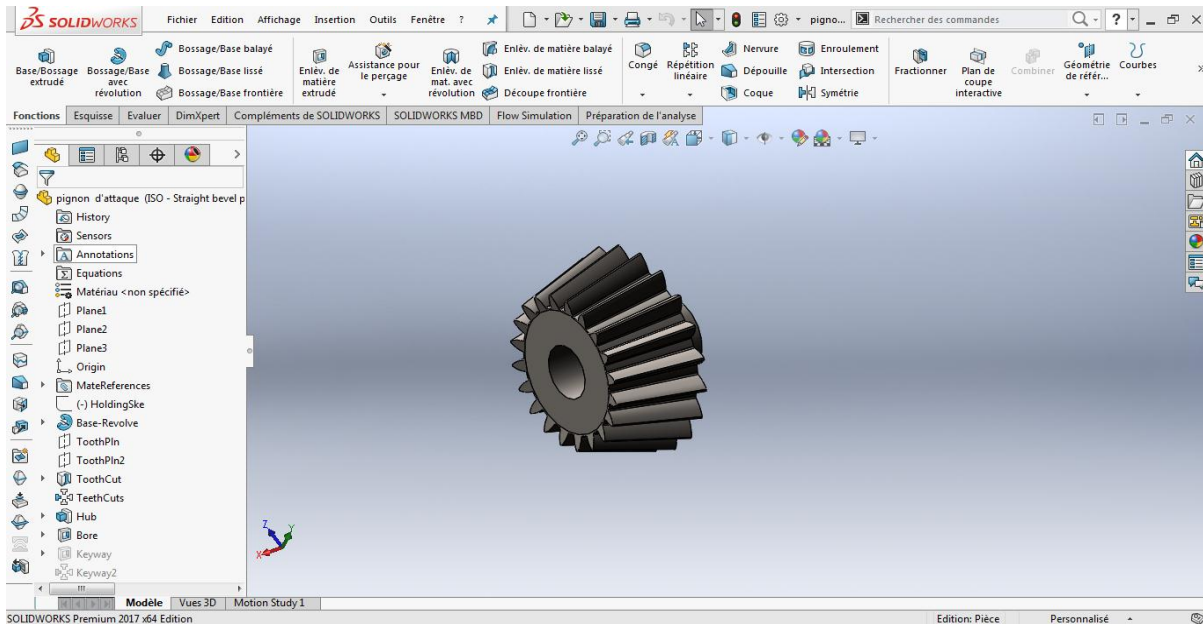


Figure 3.7: Création de Pignon d'attaque à partir de la bibliothèque de solidworks

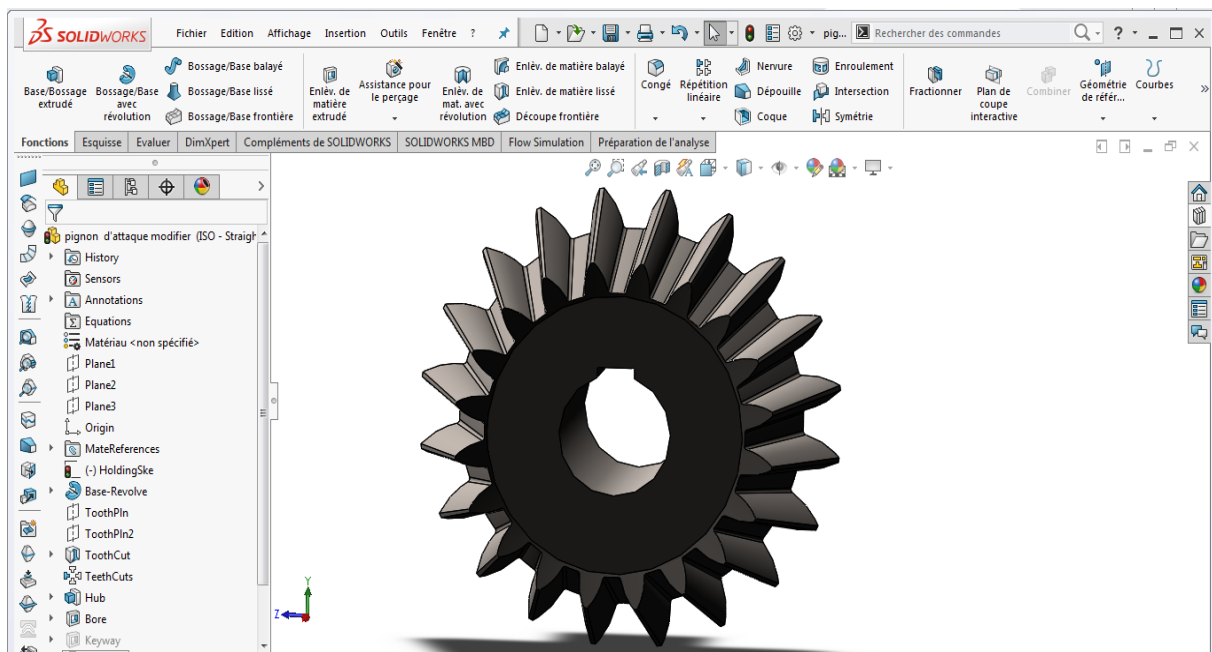


Figure 3.8:pignon d'attaque avec rainure

3.5.2 : Conception du pignon (satellite)

Comme les fois précédents on le modélise à partir de la bibliothèque de solidworks tout
En respectant ces propriétés, on obtient :

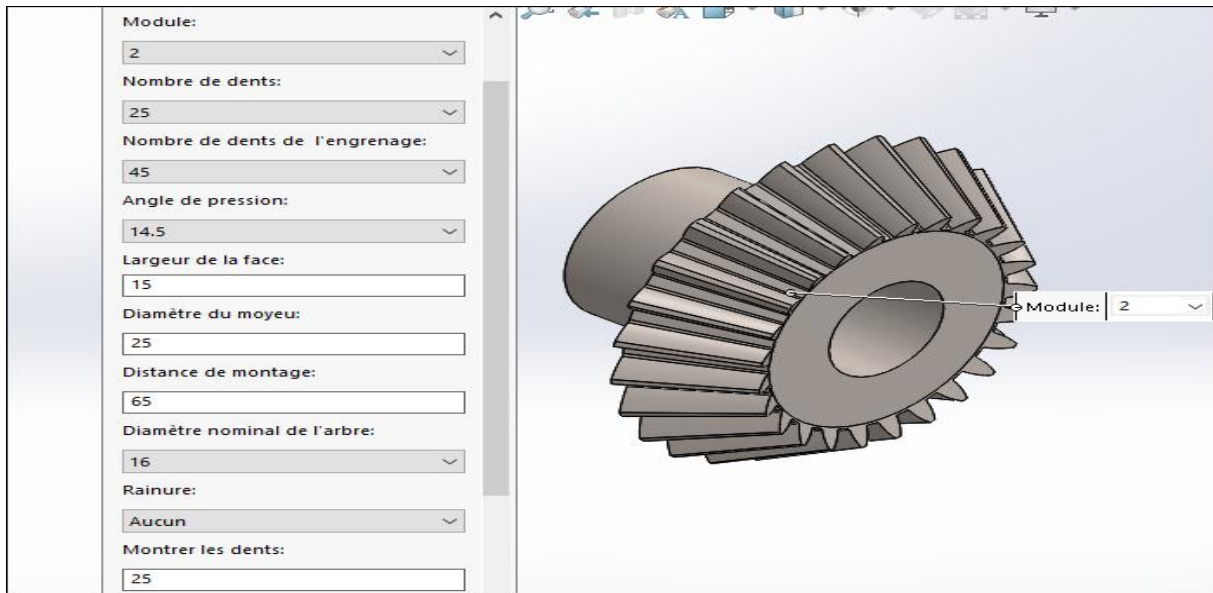


Figure 3.9:création de pignon satellite

- On esquisse un cercle sur l'arbre du pignon puis on clique sur Base/Bossage et donne la valeur de bossage et on valide.

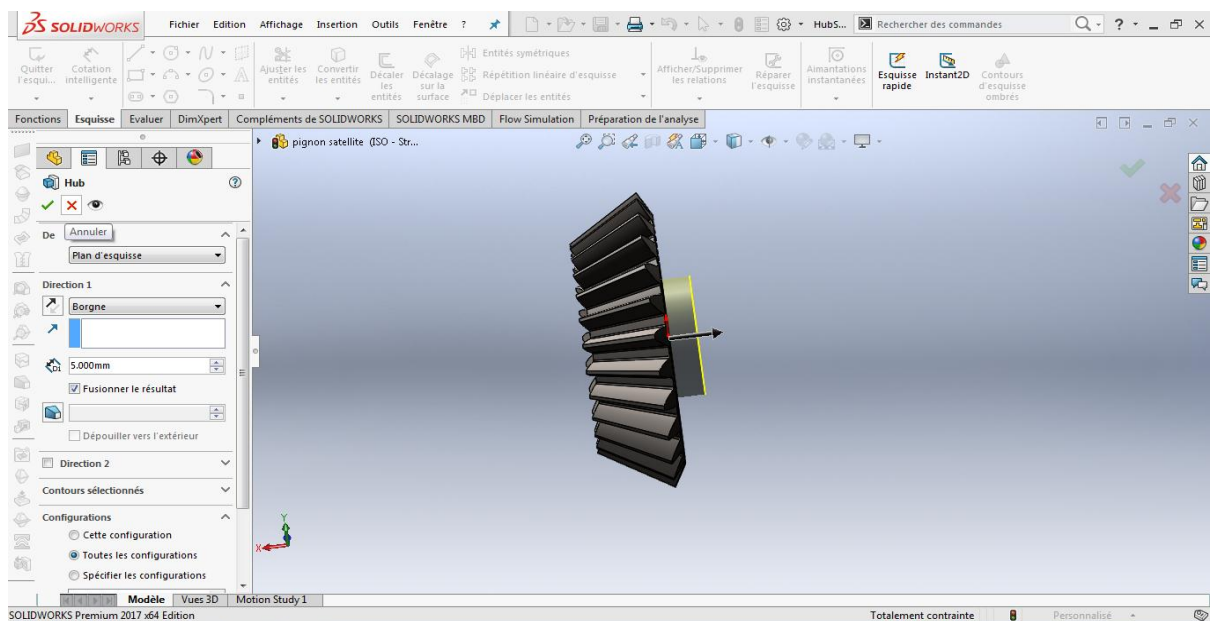
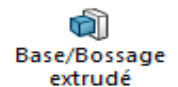


Figure 3.10:pignon satellite

3.5.3. Conception de pignon planétaire

On modélise le pignon planétaire de la même manière que l'autre pignon à partir de la bibliothèque de solidworks.

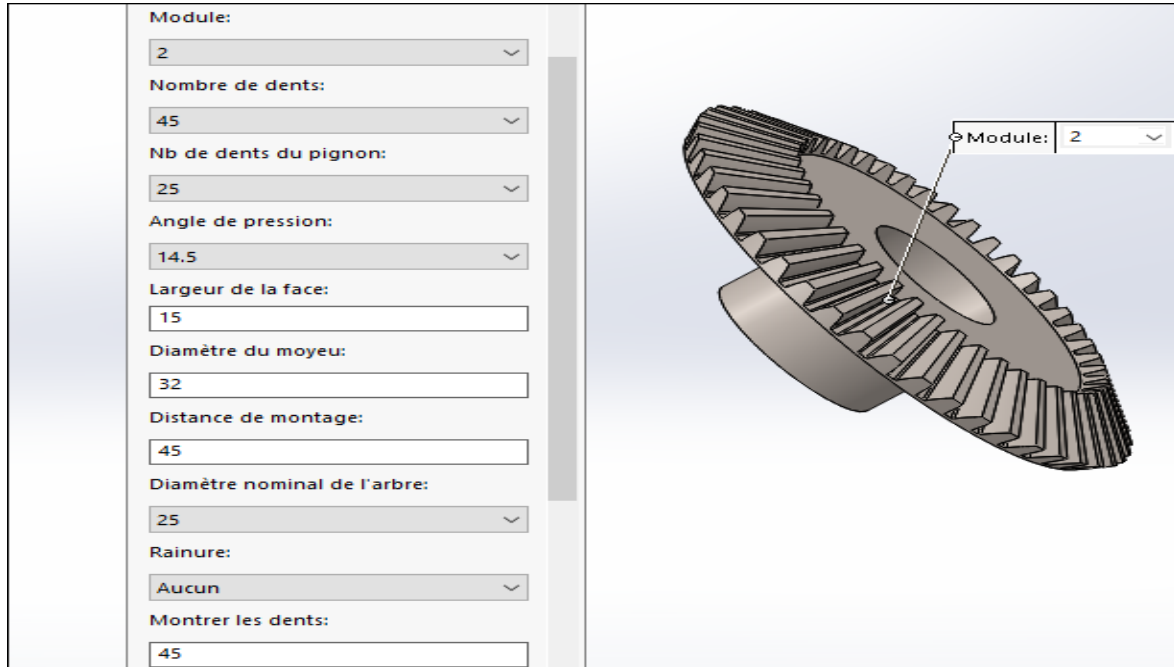


Figure 3.11: Mise plan de pignon planétaire

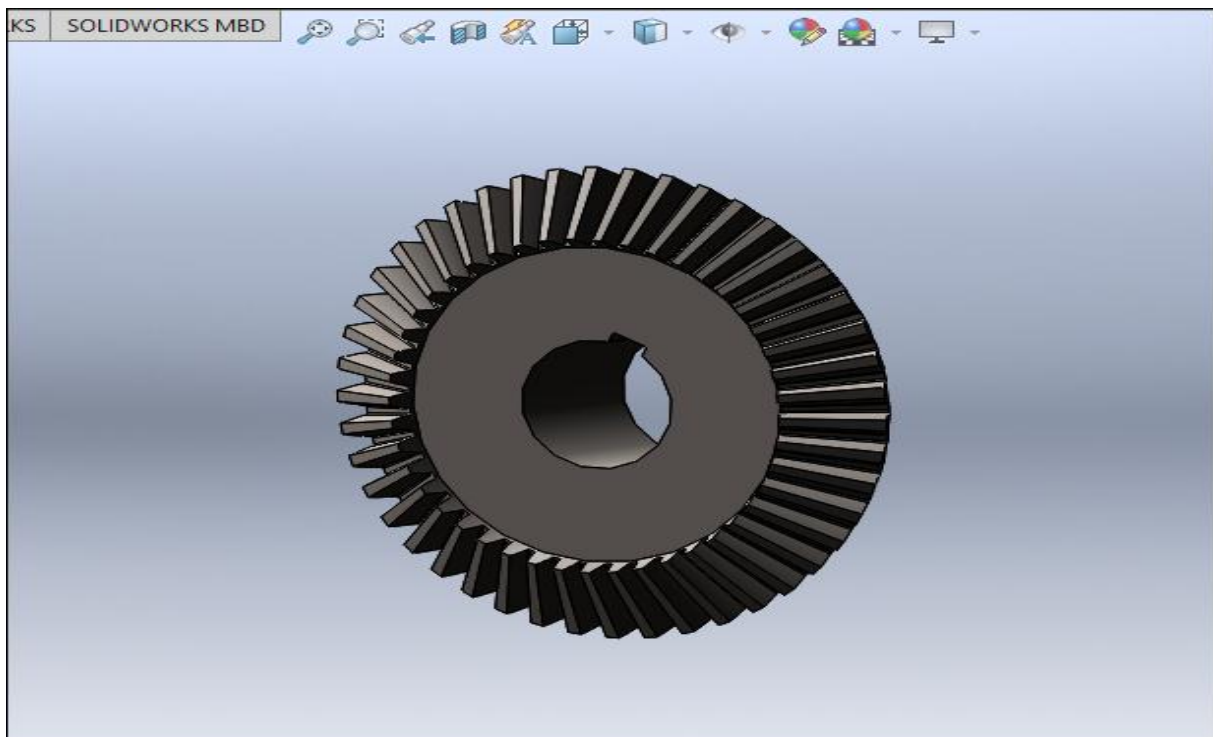


Figure 3.12: pignon planétaire avec rainure

3.5.4. Conception l'arbre de sortie

Esquisse de la ligne sous forme de cercle :

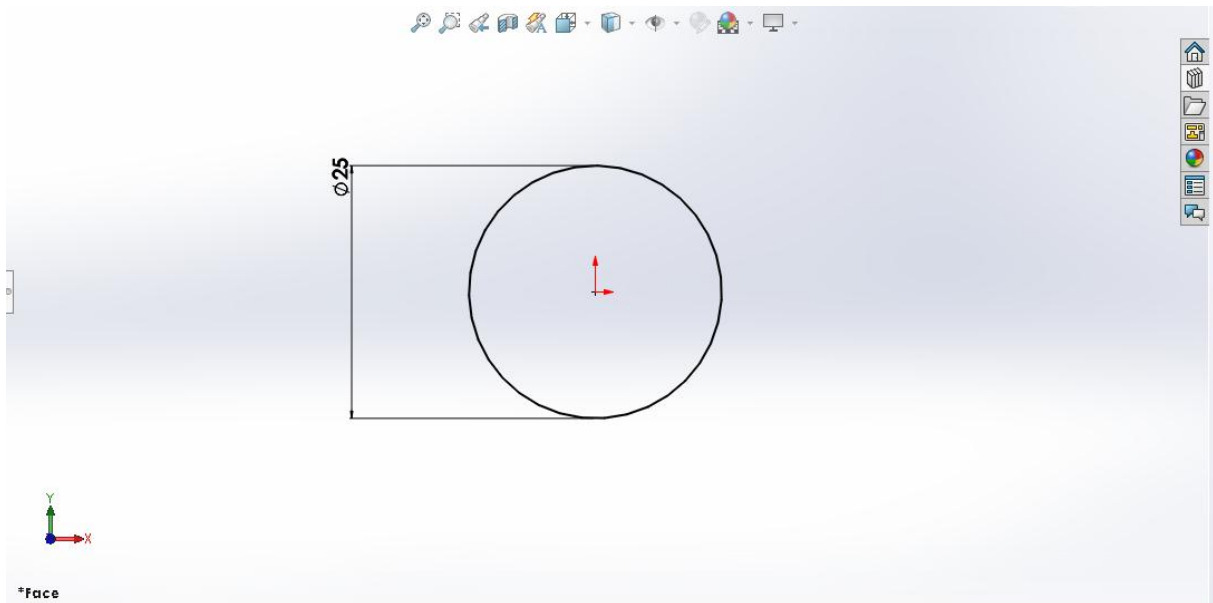


Figure 3.13:Première esquisse (cercle D=25mm)

Bossage et rainurage sur la face de l'arbre (de même manière que l'autre arbre).

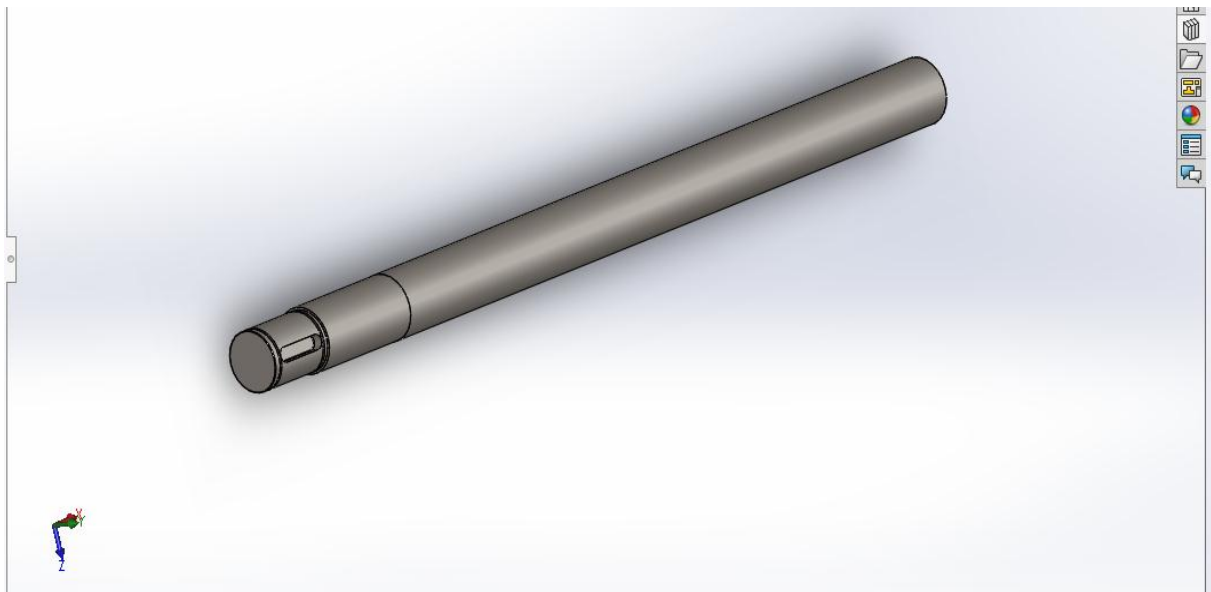


Figure 3.14: L'arbre de sortie sous forme final

3.5.5. Assemblage final

Sur le corps en introduit deux roulements qui assurent la rotation sans frottement de l'axe intérieur et le pignon satellite et la couronne. et protégé par des joints spi et des caches latéraux. Les caches latéraux sont usinés par le tour et la perceuse et ils sont protégés par un revêtement métallique anticorrosion.

- **Les roulements utilisés**



JIS B 1512-6 - 43C1015 - 12, SI, AC, 12



JIS B 1512-6 - 63C5057 - 38, SI, AC, 38

Figure 3.15: Les différents types de roulement

- **La clavette utilisée**

Clavette type A montée sur un arbre en mécanique, une clavette (étymologiquement, une petite clé) est une pièce qui a pour fonction de lier en rotation deux pièces (liaison de moyeux). En complément, elle peut être dimensionnée pour se rompre par cisaillement lorsque le couple transmis est trop important



Clavette type A : 7850 6X 6 X 40



Clavette type A : 7850 6X 6 X 25

Figure 3.16: différent model de clavette de type A

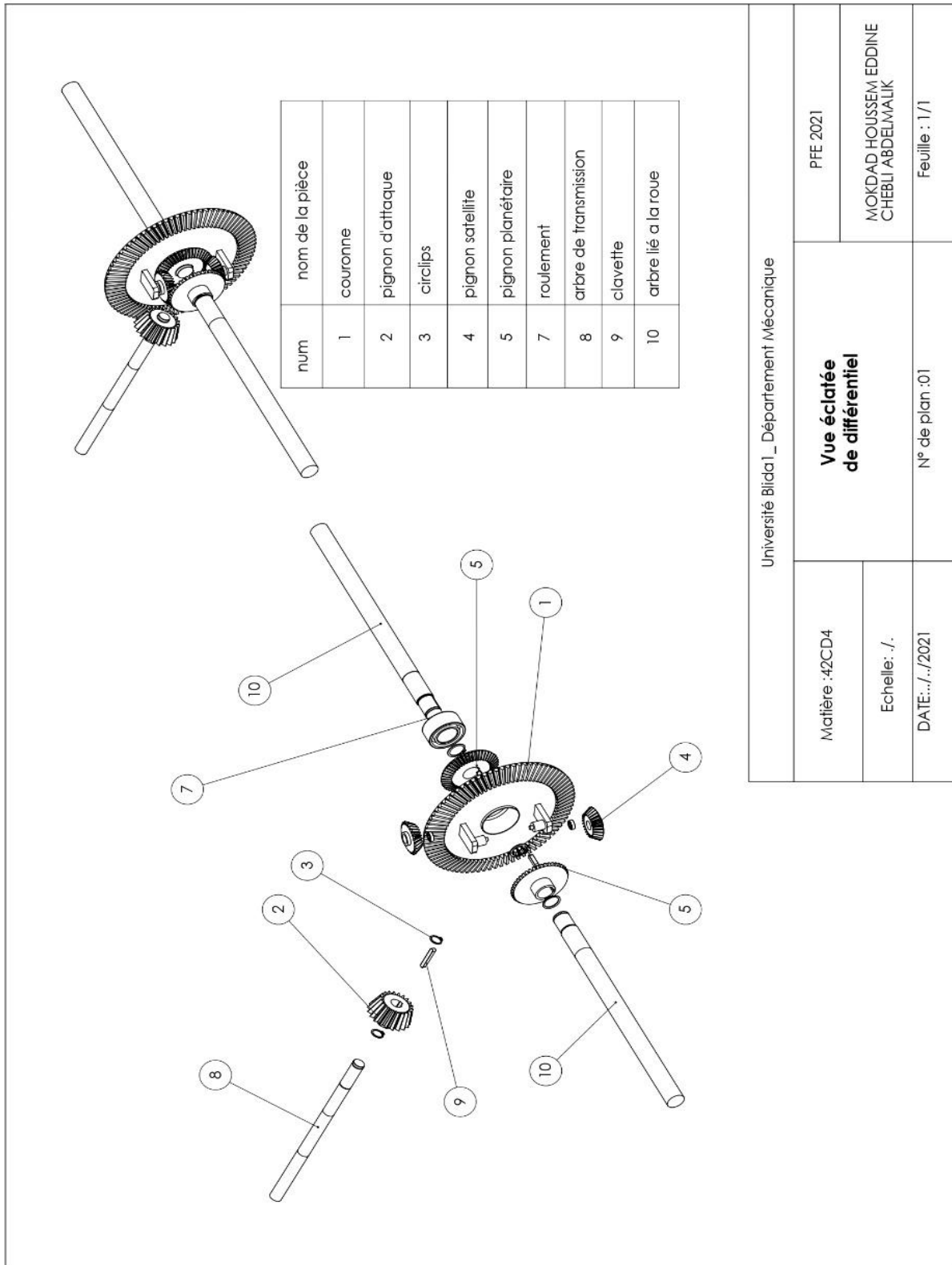
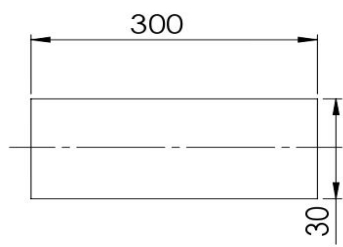
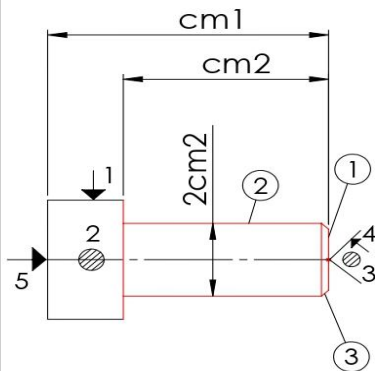


Figure 3.17: Pont différentiel en présentation éclatée

3.6. Gamme d'usinage

Pour cette partie de travail, nous allons présenter la gamme d'usinage des composants de différentielle. La gamme d'usinage contient tous les phases et l'opération rencontrée avec les autres pièces.

GAMME D'USINAGE					
Ensemble: Systeme différentiel Element: arbre		Nombre: 1 Matière :42 CD04		N°: pièce 1	
N°:	Désignation des phase/ phase opération	Machine	appareils et outillages	Controle	Schémas
100	contrôle du brut: Vérifier les dimensions du brut			réglet	
200	tournage: référentiel de mise en position défini par: Centrage court (1,2) point tournante (3et4) appui ponctuel (5) 201: dressage de (1) en finition $Cm1=295$ 202: chariotage de (2) en finition $cm2=255$ $2cm2=25$ et chanfreiner(3) en finition	tour conventionnel	Outil à dresser outil à charioter (avec un angle du 45°)		

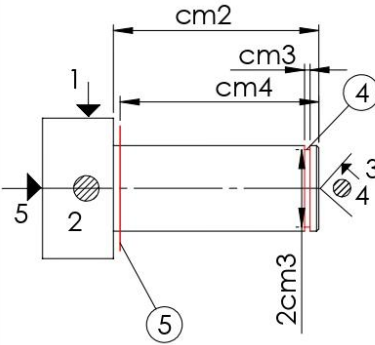
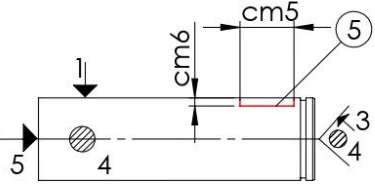
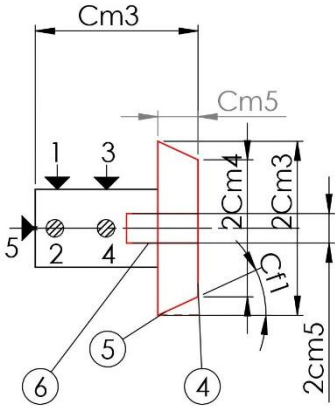
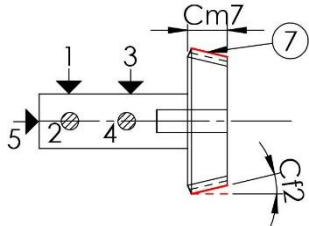
<p>300</p>	<p>Tournage: Référentiel de mise en position défini par : -centrage court (1,2) -pointe tournante (3,4) -appui ponctuelle</p> <p>301: reinurage de (4) en finition cm3=1 2cm3=23</p> <p>302: tronçonnage de (8) cm4=200</p>	<p>Tour Conventionnel</p>	<p>Outil à reinure</p>	
<p>400</p>	<p>fraise: Référentiel de mise en position défini par : -centrage court (1,2) -pointe tournante (3,4) -appui ponctuelle</p> <p>401: reinurage de clavette (5) en finition cm5=25 cm6=6</p>		<p>fraise à deux taille</p>	

Figure 3.18: Gamme d'usinage d'arbre

GAMME D4USINAGE					
Ensemble: Systeme différentiel Element: pignon Satellite		Nombre: 1 Matière :42 CD04		N°: pièce 1	
N°:	Désignation des phase/ phase opération	Machine	appareils et outillages	Controle	Schémas
100	contrôle du brut: Vérifier les dimensions du brut			réglet	
200	tournage: référentiel de mise en position défini par: - Centrage court (4,5) -Buté(1,2et3)	tour conventionnel		Outil à dresser outil à charioter (avec un angle du 45°)	
	201: dressage de (1) en finition Cm1=95				
	202: chariotage de (2) et (3) en finition cm2=77 2cm1=22				

<p>300</p>	<p>Tournage: Référentiel de mise en position défini par : -centrage long (1,2,34) -buté(5)</p> <p>301: Dréssage de (4) en finition $cm3=93$</p> <p>302: Chariotage de (5) en finition $2Cm3=50$ $2Cm4=34$ $Cf1=31.98^\circ$</p> <p>303: perçagede (6)</p> <p>304: Alésage de (6) en finition $Cm5=15$ $2Cm5=15$</p>	<p>Tour Conventionnel</p>	<p>Outil à Drésser</p> <p>Outil à charioter</p> <p>Forets en A.R.S (foret a centre foret d(6))</p> <p>Outil à Alésage</p>	 <p>The drawing shows a cylindrical part with a chamfered end. Key dimensions include: total length $Cm3$, chamfer length $Cm5$, chamfer angle $Cf1$, and diameters $2Cm3$, $2Cm4$, and $2Cm5$. Callouts 1, 2, 3, 4, 5, and 6 indicate specific features: 1 and 3 are the chamfered edges, 2 and 4 are the diameters of the chamfered section, 5 is the diameter of the main cylindrical body, and 6 is the central hole.</p>
-------------------	--	---------------------------	---	---

<p>400</p>	<p>Fraisage:</p> <p>Référentiel de mise en position défini par : -centrage long (1,2,3,4) -buté(5)</p> <p>401:</p> <p>Fraisage de (7) en finition cm7=15 Cf2=31.98°</p> <p>402:</p> <p>Rectification de (7) en finition cm7=15 Cf2=31.98° [10 opérations sur (7) pour chaque une on tourne le deviseur de 4 tours]</p>	<p>Fraiseuse conventionnel avec un deviseur 40 (l'angle d'inclinaison du deviseur Cf=31.98</p>	<p>Fraise module (m=3#1)</p> <p>Outil de forme</p>	
-------------------	--	--	--	--

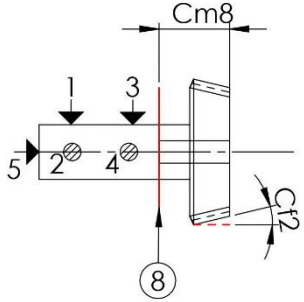
<p>500</p>	<p>Tournage:</p> <p>Référentiel de mise en position défini par :</p> <ul style="list-style-type: none"> -centrage long (1,2,3,4) -buté(5) <p>501:</p> <p>Tronçonnage de (8) Cm8=34.5</p>	<p>tour conventionnel</p>	<p>outil à tronçonner</p>	
-------------------	--	---------------------------	---------------------------	---

Figure 3.19 : Gamme d'usinage de pignon satellite

3.7. Réalisation du différentiel

A partir des gammes d'usinage établies, la phase a été effectuée dans un atelier de CR METAL.

Les pièces réalisées par CNC sont la couronne et les satellites, les autres pièces ont été réalisées par la méthode conventionnelle.

L'annexe (6) présentes les différentes pièces réalisées.

Chapitre IV.

Simulation

Numérique

Chapitre IV : Simulation numériques

4.1. Introduction

Ce chapitre a pour objectif de simuler le comportement mécanique du différentiel sous chargement statique en vérifiant la résistance de l'assemblage des organes avec le code de calcul Ansys puis en vérifiant la résistance de chaque composant du mécanisme différentiel avec le logiciel Solidworks. Les étapes de la simulation numérique avec Ansys et Solidworks ainsi que les résultats et les discussions sont présentés suivant la chronologie fonctionnelle des deux logiciels comme présenté ci-dessous. Deux configurations ont été prises en compte ; un véhicule en démarrage en ligne droite puis un véhicule au moment du freinage. Enfin, une optimisation du différentiel en fonction caractéristiques mécaniques a été proposée.

4.2. Historique

Le programme Ansys Inc. est un éditeur de logiciels spécialisé en simulation numérique, créé en 1970, l'entreprise à son siège à Canonsburg en Pennsylvanie aux États-Unis. Ansys développe, promeut et assure le support de ses logiciels de simulation servant à prédire le comportement d'un produit dans son environnement. Ses produits majeurs sont des logiciels qui mettent en œuvre la méthode des éléments finis, afin de résoudre des modèles préalablement discrétisés. la société possède de nombreuses filiales à travers le monde notamment en Europe et en Asie.

4.3. Environnements logiciels

Ansys workbench, cette plate-forme propose une approche différente dans la construction d'un modèle en réutilisant le code Ansys initial. Elle est particulièrement adaptée au traitement de cas à la géométrie complexe (nombreux corps de pièces) et aux utilisateurs non confirmés dans le domaine du calcul. Dans cet environnement, l'utilisateur travaille essentiellement sur une géométrie et non plus sur le modèle lui-même. La plateforme est donc chargée de convertir les requêtes entrées par l'utilisateur en code Ansys avant de lancer la résolution. le modèle éléments finis généré reste néanmoins manipulable en insérant des commandes propres au code Ansys. [17]

4.3.1. Les Composants:

a) **Écran principal** : Il a les propriétés suivantes.

Menu supérieur - Boîte à outils - Messages - Progression - Propriétés du projet.

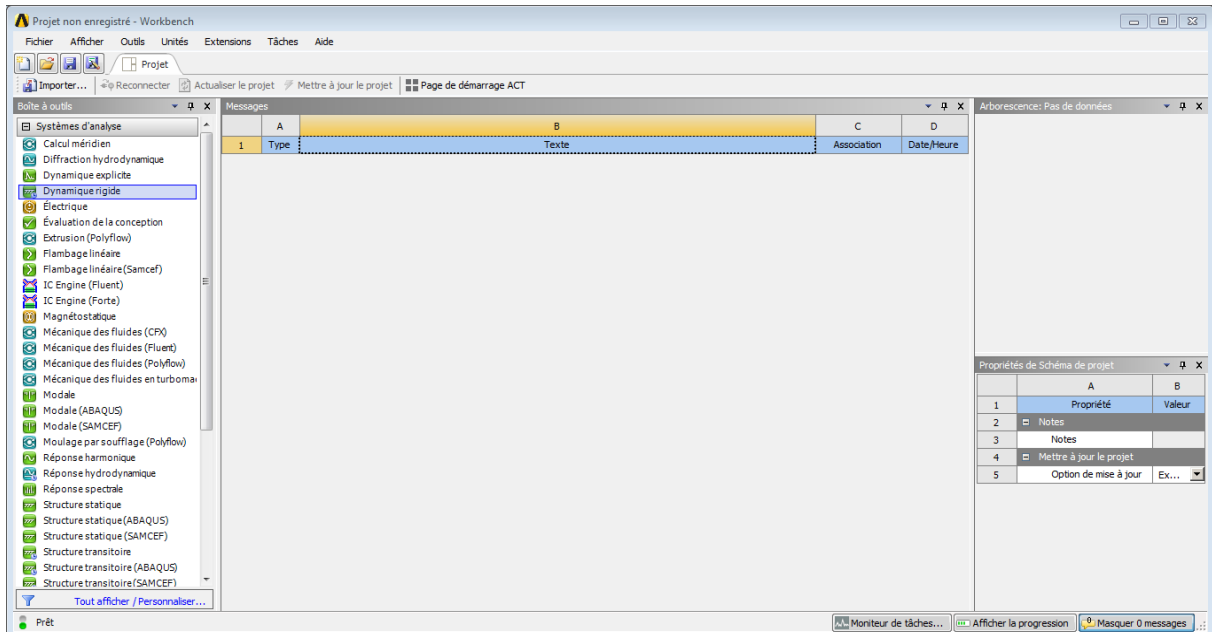


Figure 4.1:Fenêtre du programme ansys workbench

b) **Boîte à outils (Systèmes d'analyse)** : Nous avons déjà des systèmes prédéfinis.

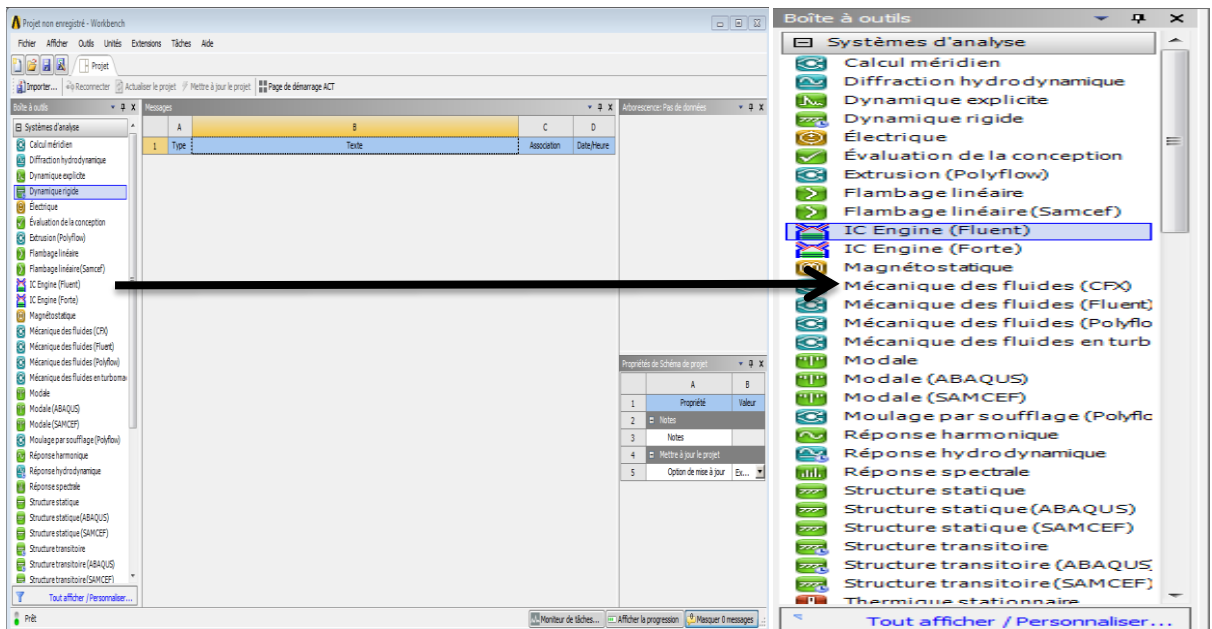


Figure 4.2:système d'analyse de logiciel

c) **Système structurel statique** : Nous travaillerons avec le système structurel statique

- **Données d'ingénierie :**
Définition des propriétés des matériaux.
- **Géométrie :**
Défi. De la géométrie du problème.
- **Modèle:**
Défi. Du maillage.
- **Configuration :**
Défi. Des conditions aux limites.
- **Résultats:**
Contient les différents résultats.

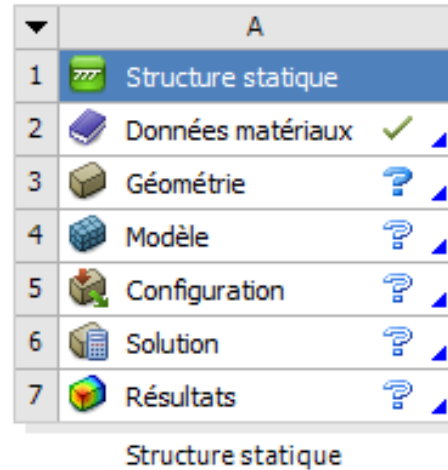


Figure 4.3: Fenêtre de structure statique

4.4. Principe de la méthode des éléments finis

La méthode des éléments finis est un outil numérique permettant d'aboutir à des solutions approchées des problèmes physiques qui sont régis par des équations aux dérivées partielles. Son principe repose sur la discrétisation d'un milieu complexe supposé continu (un objet) en un certain nombre fini d'éléments de géométries (un maillage) relativement simples (segments, triangle, rectangle, etc...) appelés élément fini. [18]

4.4.1. Simulation numérique du modèle

La génération du modèle éléments finis du moyeu nécessite de connaître :

- la géométrie et les dimensions caractéristiques.
- le modèle de comportement du matériau.
- les conditions de chargement auxquelles il est soumis.

Ceci permet la création du modèle géométrique, le choix du type d'élément fini et enfin le choix du type d'analyse (statique, dynamique,...etc.). [18]

4.5. Propriétés de l'étude

Type d'analyse	Statique
Vérifier les forces externes	Activé
Système d'unités	SI (MKS)
Déformation /Longueur/Déplacement mm	mm
Température	Celsius
Vitesse angulaire	Rad/sec
Contrainte	N/mm ²

Tableau 4.1: Propriétés de l'étude de la simulation numérique

4.5.1. Modélisation avec Ansys

La première étape de l'étude consiste à créer le modèle qui contient les domaines à étudier en Ansys workbench. dans notre cas on a pris seulement un pont différentiel complet .qui est importé à partir de logiciel solidworks sous forme de fichier IGS. dans cette étape, l'ansys va préparer les différentes surfaces pour les deux domaines afin de faciliter le maillage.

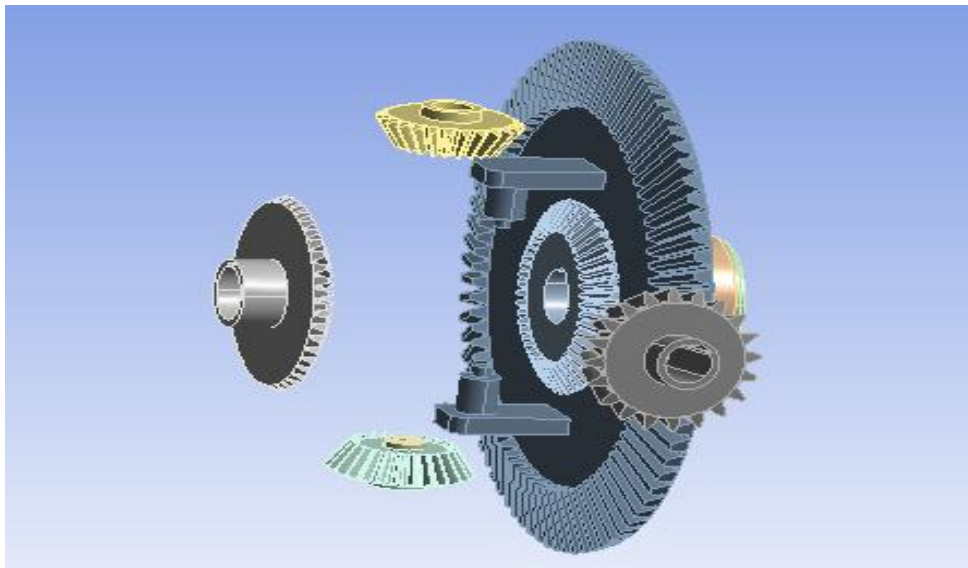


Figure 4.4:Modèle de pont différentiel

4.5.2. Le choix de matériaux

Le pont différentiel est en Acier 42CD4 (42SiCrMo4) le programme Ansys n'ayant pas ce matériau il a fallu créer une bibliothèque personnalisée avec les caractéristiques mécaniques des matériaux utilisés comme le montre la figure 4.5.





Module de Young	21000	MPa
Coefficient de Poisson	0,3	
Module de Young	210	MPa
Coefficient de Poisson	0,3	
 Limite d'élasticité en traction	850	MPa
 Limite d'élasticité en compression	850	MPa
 Limite à la rupture en traction	1100	MPa
 Limite à la rupture en compression	0	MPa

Figure 4.5: Les propriétés mécaniques de matériau utilisé

4.5.3. Maillage du model

Dans une modélisation par éléments finis, le maillage est une étape importante car les résultats d'une simulation numérique, qui constitue une solution approchée de la solution exacte, dépendent essentiellement du type et de la taille des éléments utilisés. Un maillage très fin permet d'obtenir des résultats précis mais le coût du calcul peut être important. Un compromis entre la précision des résultats et le coût de la ressource du calcul numérique est alors nécessaire.

La discrétisation du pont est effectuée en utilisant un élément de volume tétraédrique à 4 nœuds. Ce choix est motivé par la nature complexe de la géométrie.

Chaque élément tétraédrique possède 12 degrés de

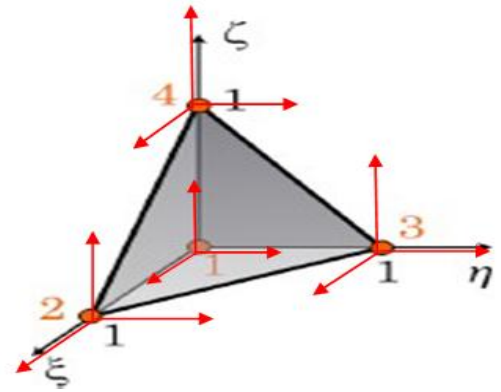


Figure 4.6. Élément tétraédrique

Liberté, trois degrés de liberté à chaque nœud qui sont les déplacements suivant les axes du repère tel qu'illustré sur la Figure 4.6.

Cette étape consiste à préparer le maillage du domaine structure. Dans notre cas, on a utilisé un élément tétraédrique linéaire avec taille d'élément 3 mm (490450 nœuds et 285389 éléments). La figure (4.7) montre convergence du maillage en fonction de taille d'élément

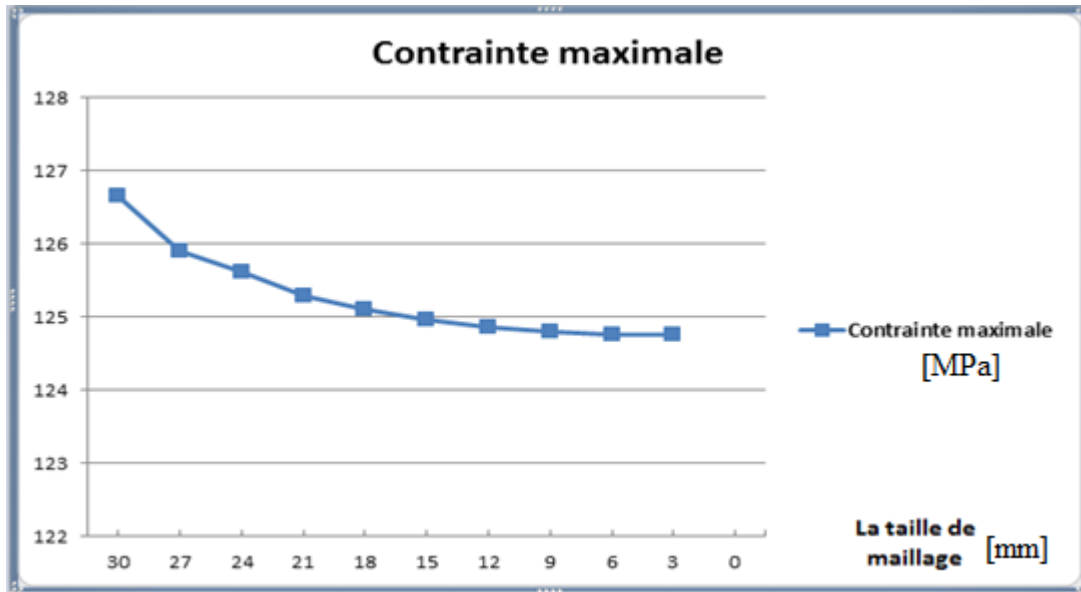


Figure 4.7: optimisation convergence du maillage à travers la contrainte en fonction la taille d'élément

D'après optimisation de notre maillage, la taille optimale de l'élément est de 3mm.

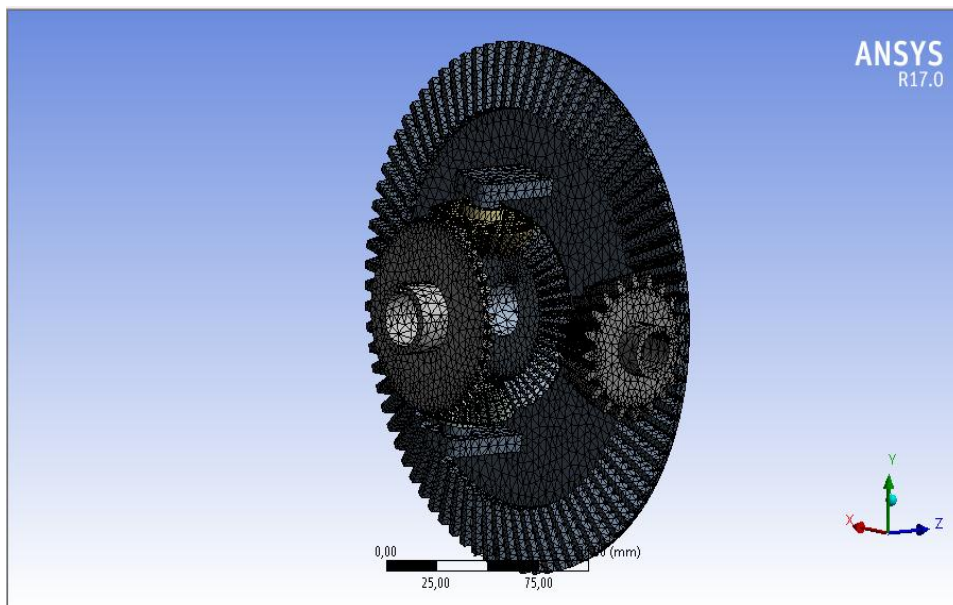


Figure 4.8: Modèle discrétisé du pont (maillage)

4.5.4. Conditions aux limites :

Cette étape consiste à modéliser des actions mécaniques extérieures et de liaison auxquelles le pont est assujéti. Il est alors nécessaire, d'une part, de définir au préalable les différentes liaisons mécaniques et d'autre part, afin de vérifier la résistance du pont, de déterminer les conditions les plus défavorables auxquelles il est susceptible d'être sollicité.

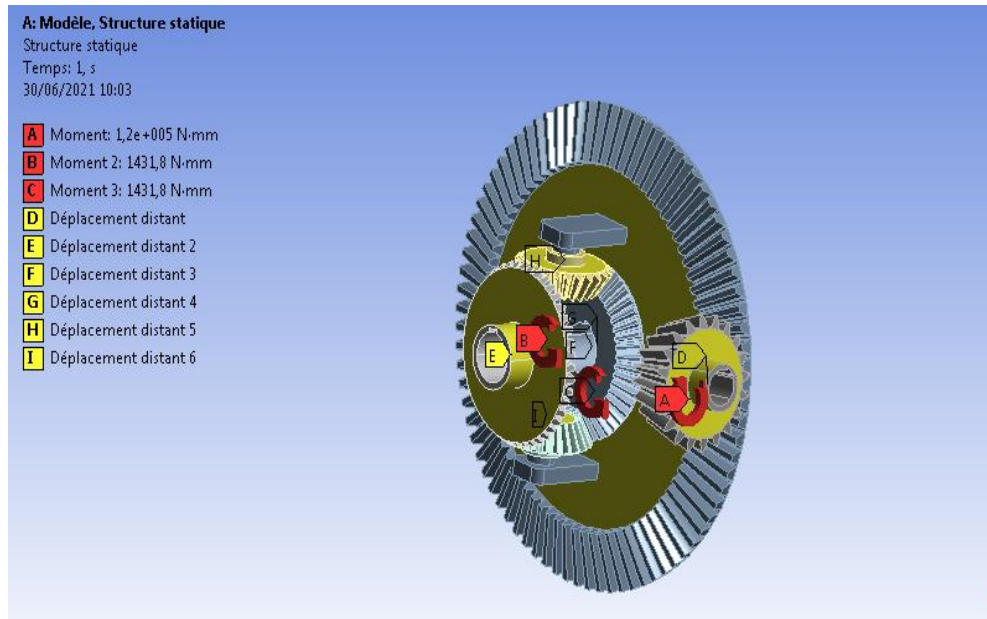


Figure 4.9: conditions aux limites

- Le contact entre les dents avec frottement (de coefficient avec graissage $r=0.05$).

suivant x, y, z	Pignon d'attaque	La couronne	Pignon Satellite	pignon planétaire
Le déplacement	0	0	0	0
La rotation	Suivant x libre	Suivant z libre	Suivant z libre	Suivant z libre
Le moment M_t	120 N.m	/	/	1431,8 N.m

Tableau 4.2: conditions aux limites dans le cas de ligne droite

4.6. Résultats et discussions

4.6.1. Véhicule en ligne droite (l'état statique)

En admettant que la voiture est parfaitement symétrique, que les actions de contact sur les deux roues du même essieu sont égales, les seules actions auxquelles est soumis le moyeu en configuration arrêt, sont la pression de freinage, le poids du véhicule et la réaction du sol. Les figures de (4.10), (4.11) et (4.12) représentent respectivement les contours de contraintes, déformations et déplacement du différentiel pour l'acier (42CD04) avec un moment d'entrée de 120 N.m.

- **Distribution des contraintes**

La figure 4.10 montre la distribution des contraintes équivalentes de Von Mises dans le mécanisme du différentiel. Elle montre une concentration de contraintes au niveau de la dent du satellite (entre planétaire et stellite). Cependant, la valeur maximale (124.62 MPa) multipliée par le coefficient de sécurité ($k_s=2$) donne une valeur de contrainte pratique de 249.24 MPa, cette valeur reste en dessous à la limite d'élasticité du matériau (acier allié trempé) qui est de 850MPa.

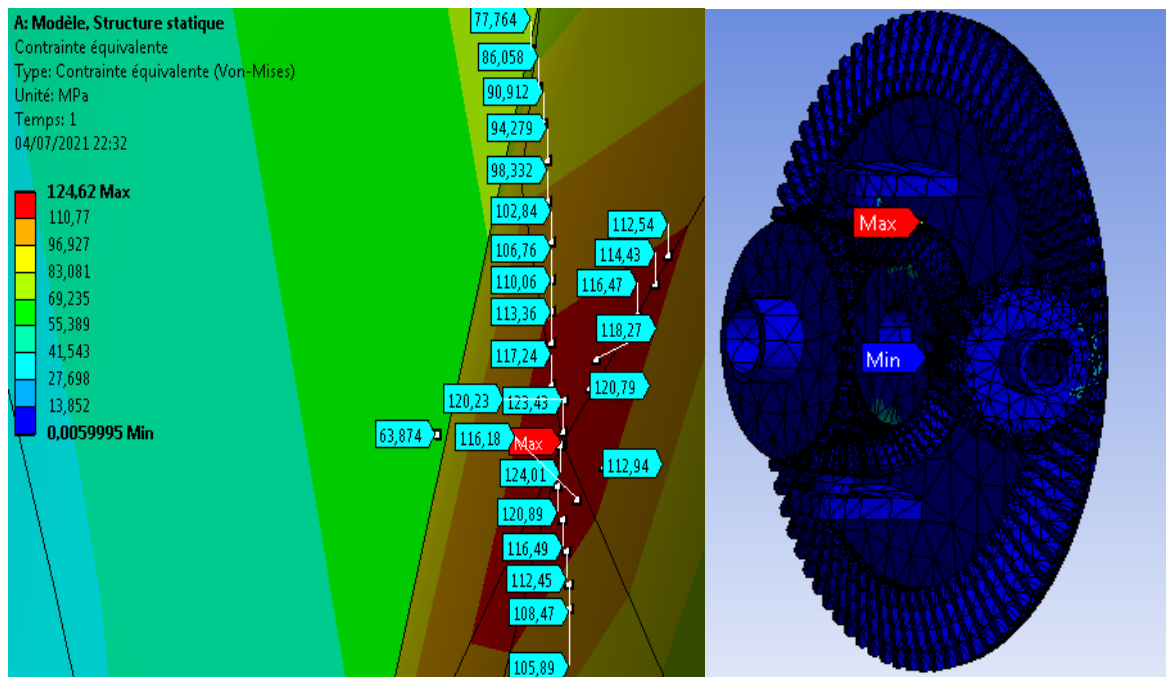


Figure 4.10: Contour de la contrainte sur le model numérique.

- **Déformation**

D'après la figure 4.11 on remarque que la valeur maximale de la déformation est enregistrée au niveau du pignon d'attaque néanmoins, cette valeur reste négligeable.

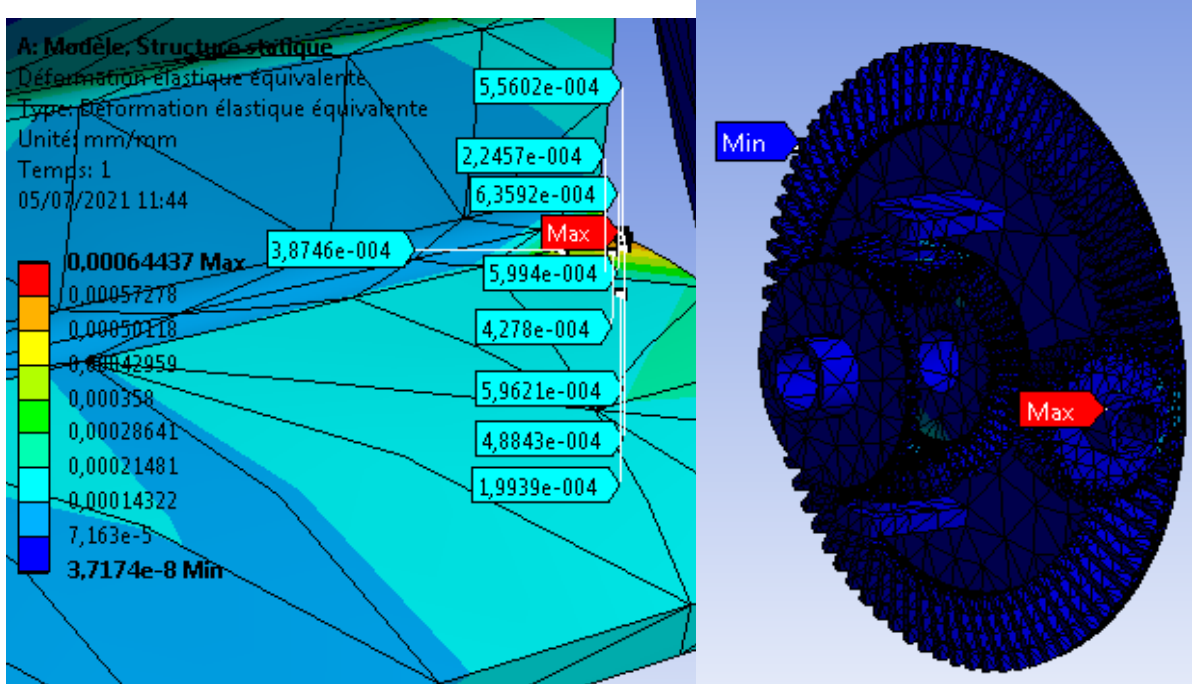


Figure 4.11: Contour de la déformation sur le model numérique

- **Déplacement total**

- la valeur du déplacement maximale a été observée au niveau de la couronne avec une valeur maximale de 0.016506 mm. une valeur qui reste très modéré.

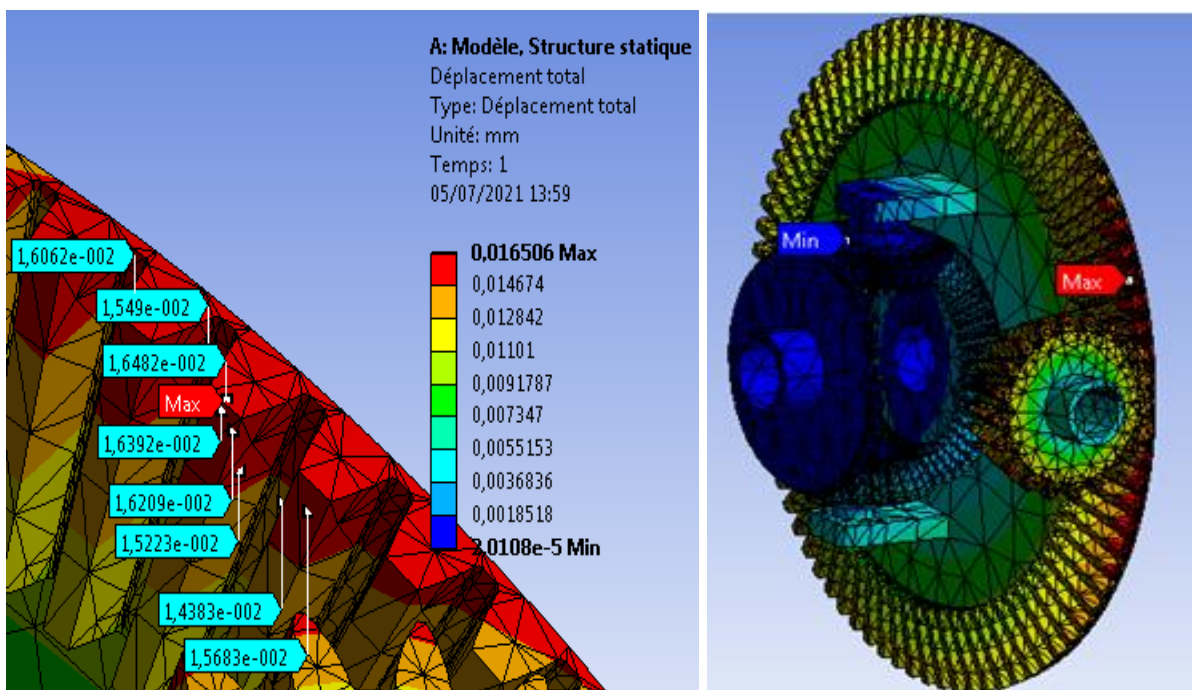


Figure 4.12: Contour de déplacement sur le model numérique

4.6.2. Véhicule en condition de freinage

C'est la configuration la plus défavorable pour le pont. Dans la configuration de freinage, la décélération surcharge l'essieu avant du véhicule et décharge l'essieu arrière. en fait ce qui se passe c'est un transfert de charge car l'augmentation à l'avant des force de contact par rapport à la valeur statique est égale à la diminution enregistrée par l'essieu arrière. [18]

La force tangentielle est fonction de la géométrie du véhicule et des caractéristiques du pneu. Elle est évaluée à 6000 N. le tableau 4.3 représente les conditions aux limites dans le cas de freinage :

suivant x, y, z	Pignon d'attaque	La couronne	Pignon Satellite	pignon planétaire
Le déplacement	0	0	0	0
La rotation	Suivant x libre	Suivant z libre	Suivant z libre	Suivant z libre
Le moment M_t	80 N.m	/	/	1431,8 N.m
La force tangentielle T	/	/	/	4512.6

Tableau 4.3 : Conditions aux limites dans le cas de freinage.

- **Distribution des contraintes**

Dans cette configuration les contraintes ont toutes diminué par rapport au cas statique où véhicule. La figure 4.13. Illustrent bien ce constat. La valeur maximale des contraintes équivalentes de Von mises ont diminué. Il y a également apparition des concentrations de contraintes au niveau de la zone des dentures entre satellite et planétaire. Cependant, la valeur maximale (76.47MPa) multipliée par le coefficient de sécurité ($k_s=2$) donne une valeur de contrainte pratique de 152.94 MPa, cette valeur reste en dessous à la limite d'élastique du matériau (acier allié trempé).

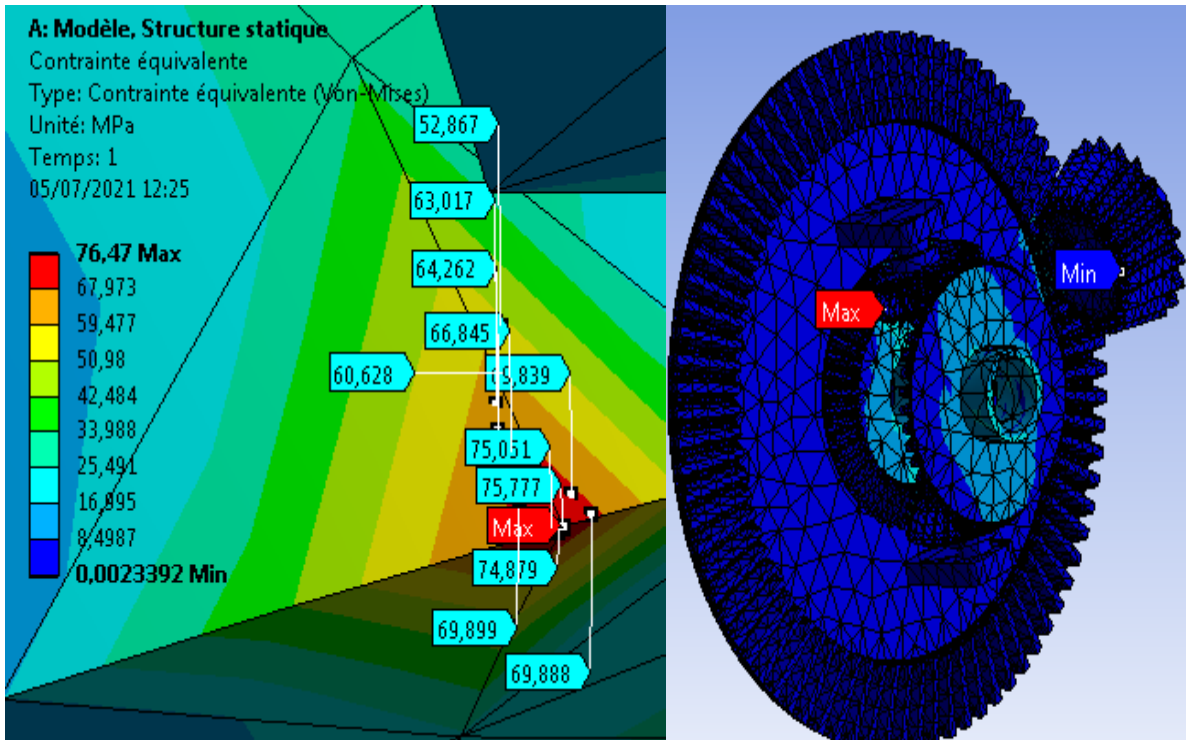


Figure 4.13: Contour de la contrainte Von mises

- **Déformation**

Sur la figure 4.14 est représenté également le champ de déformations. Sa distribution montre, comme pour les contraintes, des déformations élevées autour de la zone de pignon satellite et planétaire. on remarque que la déformation élastique dans le cas de freinage et plus petit par rapport le cas de ligne droite.

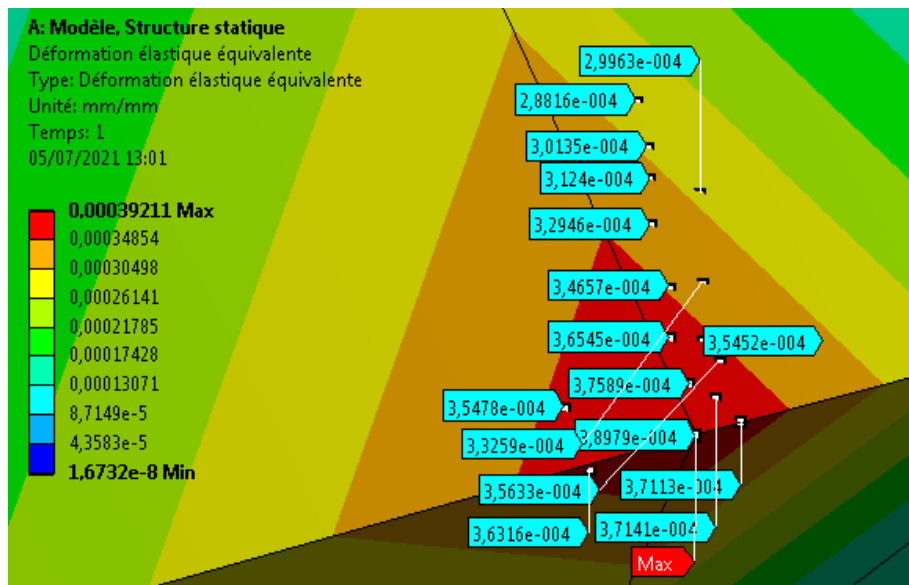


Figure 4.14: Contour de déformation élastique équivalente

- **Déplacement total**

Sur la figure 4.15 est représenté également le champ de déplacement sa distribution montre, que la valeur maximale du déplacement est enregistrée au niveau de dentures de la couronne néanmoins, cette valeur reste négligeable.

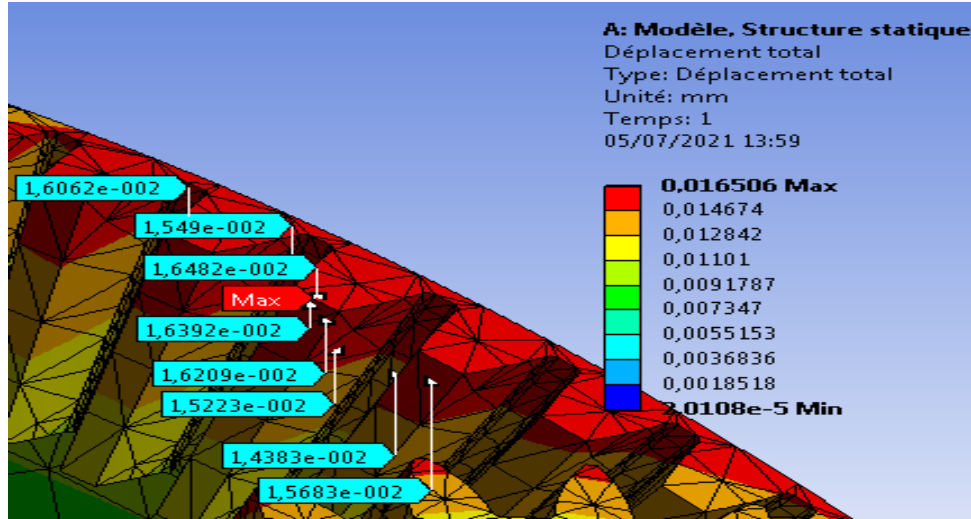


Figure 4.15: Contour de déplacement total

4.7. Résultats et discussions sur l'arbre :

Dans le cas de ligne droite le couple de moteur divisé équilibre ment sur les deux roues
Donc chaque roue possède un couple de 60 N.m.

$$M_t = F_t \times r = 4512.6 \times 12.5 \quad \Rightarrow \quad \boxed{M_t = 56,407. \text{ [N.m]}}$$

On applique de moment sur l'arbre pour vérifier la résistance.

- **contrainte de Von Mises (équivalente)**

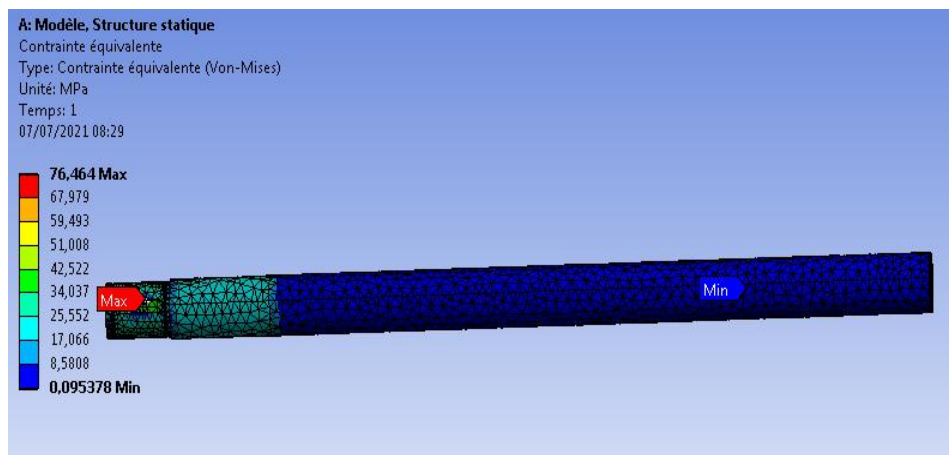


Figure 4.16: distribution de la contrainte

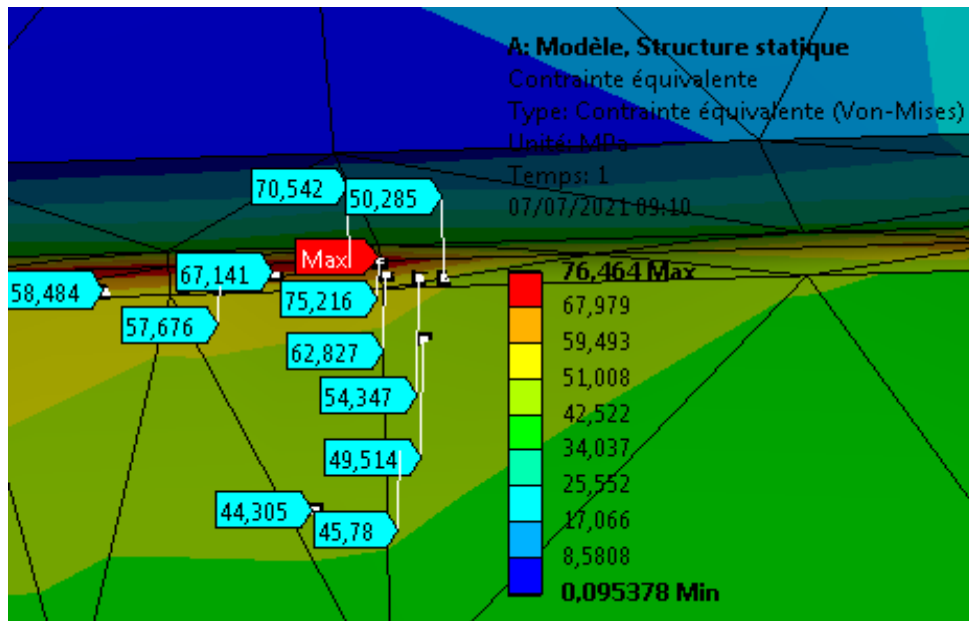


Figure 4.17: Contour de la contrainte de Von Mises

- D'après les résultats de la simulation numérique sur l'arbre nous avons remarqué que la contrainte maximale est située au niveau de fixation de la clavette.

• Déformation élastique et déplacement

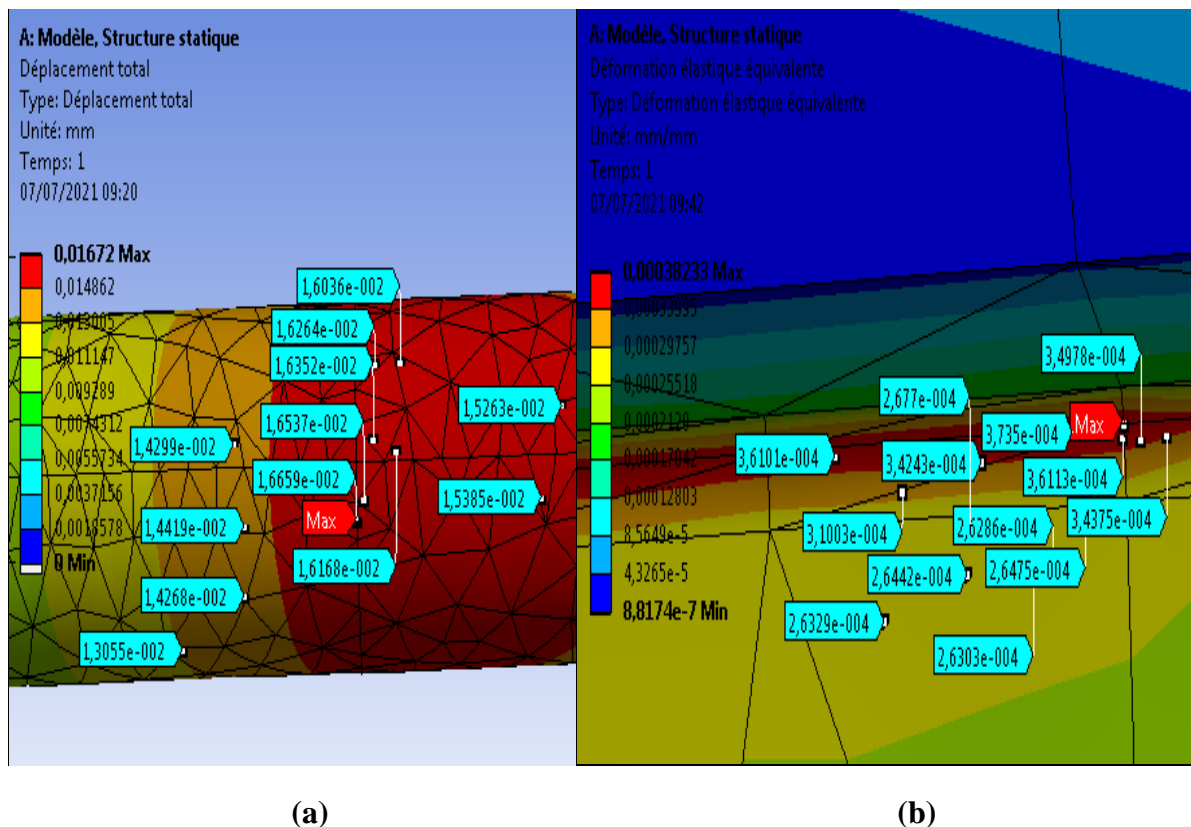


Figure 4.18 : Contour de : (a) déformation et (b) déplacement total.

4.8. Optimisation du différentiel en fonction caractéristiques mécaniques

Trois types de matériaux ont été utilisés pour cette partie d'étude. Le tableau (4.4) présente les caractéristiques mécaniques de chaque matériau. L'objectif de cette partie est de trouver le matériau qui assure une meilleur résistance des organes du différentiel tout en assurant un poids optimal.

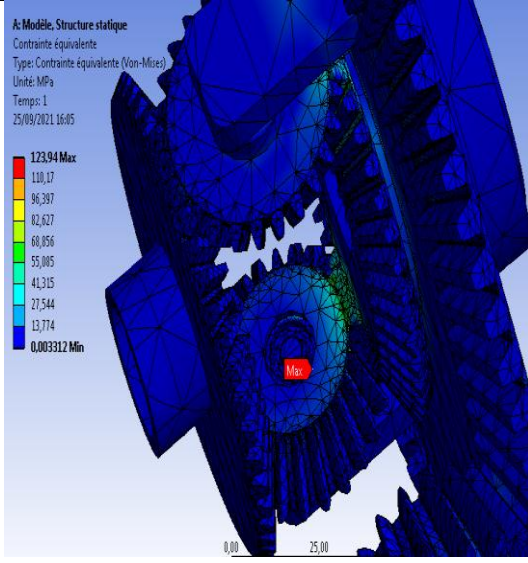
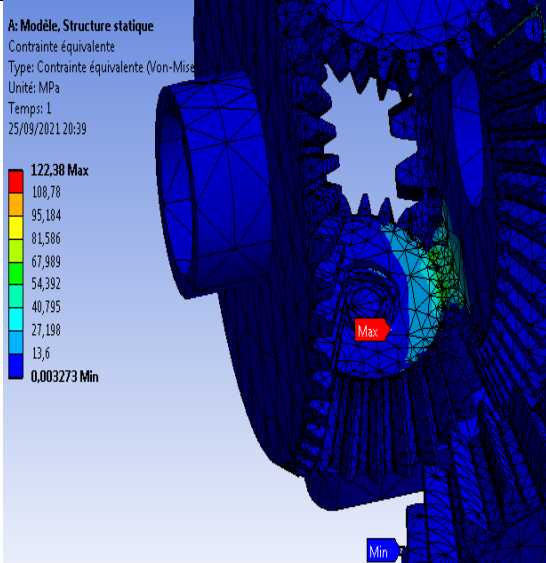
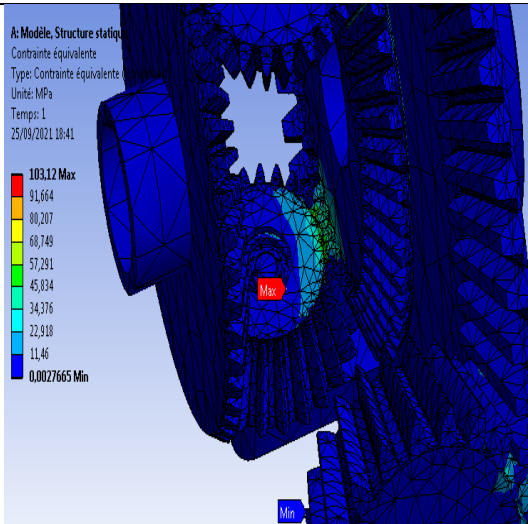
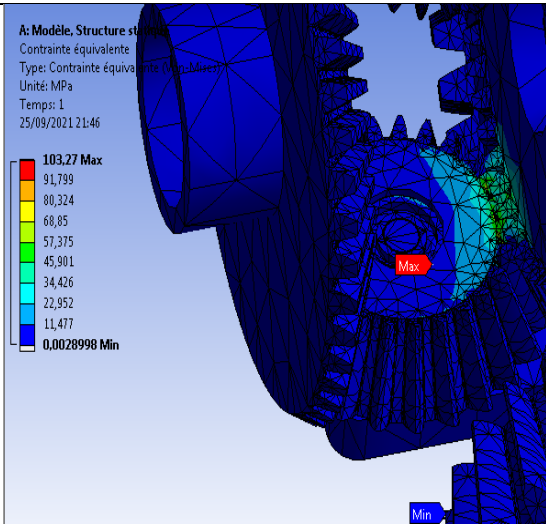
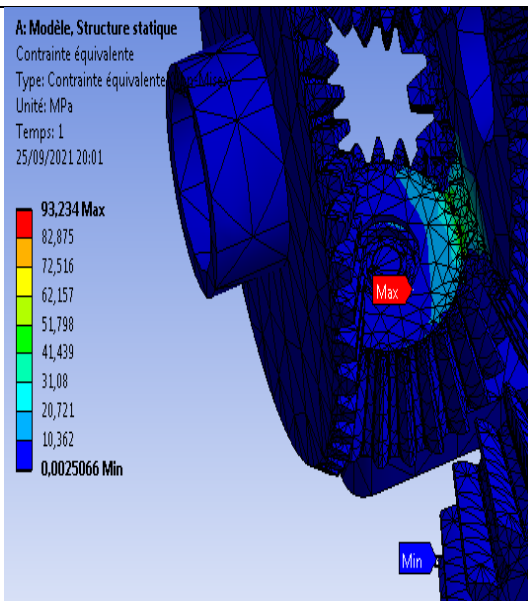
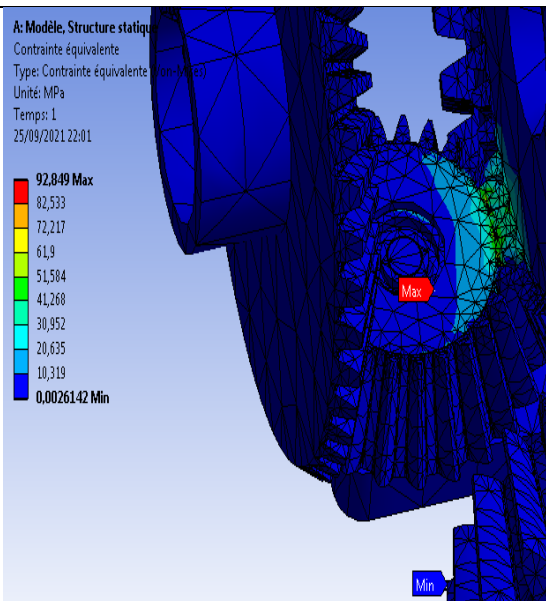
Propriété :	unité	matériaux		
		Fonte	nickel chrome	Acier (AISI 4340)
Module d'élasticité	Gpa	145	200	205
Masse volumique	Kg/dm ³	7300	7800	7850
Coefficient de Poisson		0.27	0.28	0.32
Limite élastique	MPa	400	600	710

Tableau 4.4.Caractéristique mécanique de chaque matériau

La figure (4.19) présente la distribution des contraintes dans les trois cas de matériaux.

Avec des couples différents a été utilisé comme outil d'analyse pour déterminer le comportement structurel de sous les conditions de chargement données.

L'analyse est menée pour vérifier le meilleur matériau pour des vitesses plus élevées en analysant les contraintes et la déformation.

couple	Fonte	nickel chrome
120 N.m	<p>A: Modèle, Structure statique Contrainte équivalente Type: Contrainte équivalente (Von-Mises) Unité: MPa Temps: 1 25/09/2021 16:05</p>  <p>123,94 Max 110,17 96,397 82,627 68,856 55,085 41,315 27,544 13,774 0,003312 Min</p>	<p>A: Modèle, Structure statique Contrainte équivalente Type: Contrainte équivalente (Von-Mises) Unité: MPa Temps: 1 25/09/2021 20:39</p>  <p>122,38 Max 108,78 95,184 81,586 67,989 54,392 40,795 27,198 13,6 0,003273 Min</p>
100 N.m	<p>A: Modèle, Structure statique Contrainte équivalente Type: Contrainte équivalente (Von-Mises) Unité: MPa Temps: 1 25/09/2021 18:41</p>  <p>103,12 Max 91,664 80,207 68,749 57,291 45,834 34,376 22,918 11,46 0,0027665 Min</p>	<p>A: Modèle, Structure statique Contrainte équivalente Type: Contrainte équivalente (Von-Mises) Unité: MPa Temps: 1 25/09/2021 21:46</p>  <p>103,27 Max 91,799 80,324 68,85 57,375 45,901 34,426 22,952 11,477 0,0028998 Min</p>
90 N.m	<p>A: Modèle, Structure statique Contrainte équivalente Type: Contrainte équivalente (Von-Mises) Unité: MPa Temps: 1 25/09/2021 20:01</p>  <p>93,234 Max 82,875 72,516 62,157 51,798 41,439 31,08 20,721 10,362 0,0025066 Min</p>	<p>A: Modèle, Structure statique Contrainte équivalente Type: Contrainte équivalente (Von-Mises) Unité: MPa Temps: 1 25/09/2021 22:01</p>  <p>92,849 Max 82,533 72,217 61,9 51,584 41,268 30,952 20,635 10,319 0,0026142 Min</p>

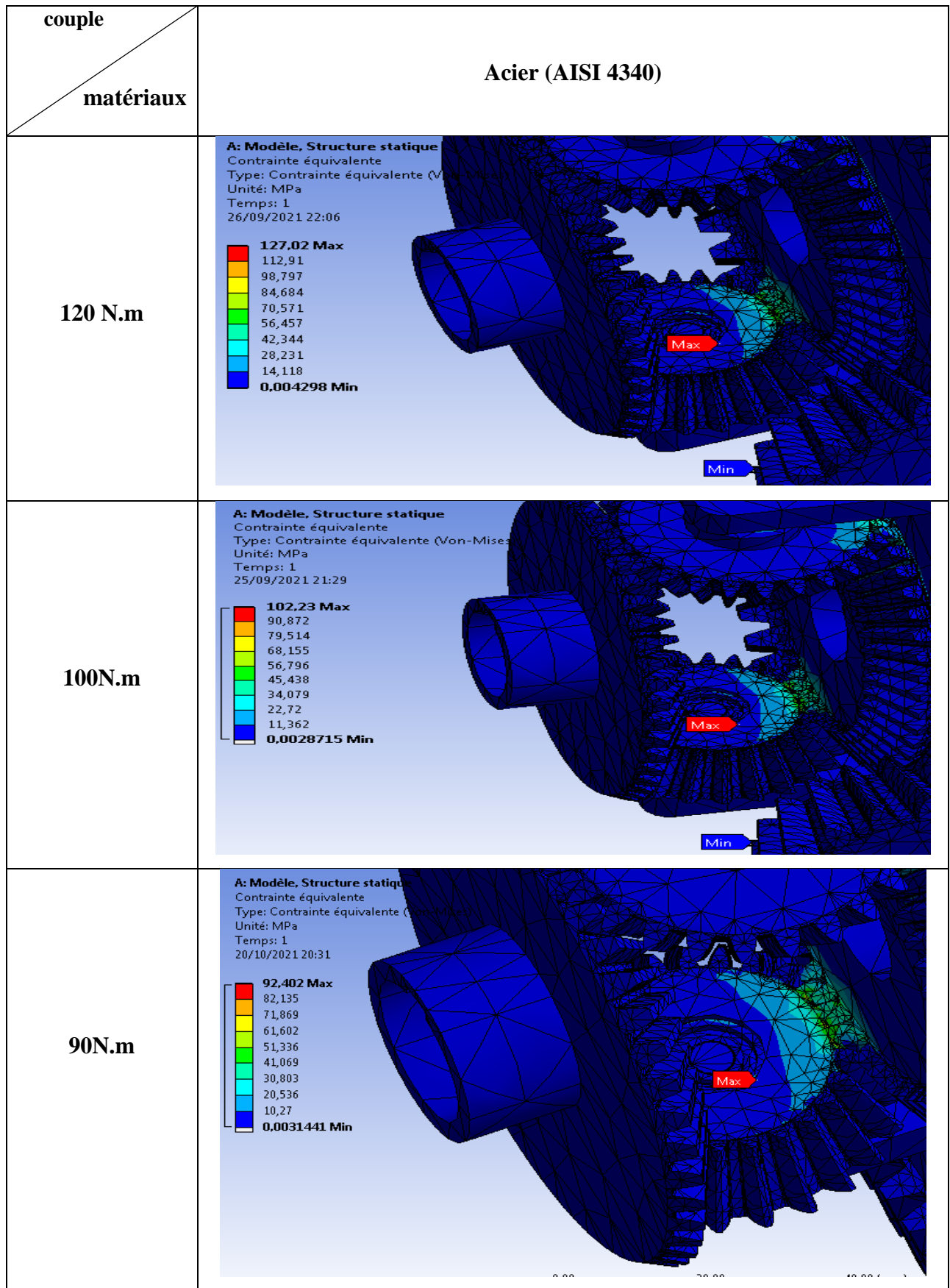


Figure 4.19:La distribution des contraintes dans les trois cas de matériaux.

Le tableau (4.5) résume tous les résultats de la simulation pour les trois matériaux.

- On remarque que l'acier (AISI 4340) présente une contrainte maximale de 127.07 MPa par contre la fonte et le nickel chrome ayant presque la même contrainte de 123.94 MPa et 122.04 MPa respectivement. Alors La valeur maximale multipliée par le coefficient de sécurité ($k_s=2$) donne une valeur de contrainte pratique cette valeur reste en dessous à la limite d'élasticité du matériau. Donc elle est acceptable
- D'autre part la déformation elle est différent dans chaque matériaux néanmoins, cette valeur reste négligeable.

Couple N.m	Contrainte de Von mises (MPa)			Déformation élastique équivalente (mm)		
	Fonte	nickel chrome	Acier (AISI 4340)	Fonte	nickel chrome	Acier (AISI 4340)
120	123.94	122.38	127.02	8.54e-4	6.1e-4	6.35e-4
100	103.12	103.27	102.23	5.18e-4	5.16e-4	5.02e-4
90	93.234	92.848	92.402	4.64e-4	4.60e-4	4.62e-4

Tableau 4.5: Les résultats de la simulation pour les trois matériaux

Remarque :

L'objectif principal du projet est de se concentrer sur la fabrication mécanique et l'analyse des contacts sur l'assemblage d'engrenages dans un pont différentiel. L'analyse est menée pour vérifier le meilleur matériau pour les engrenages dans le pont différentiel à des vitesses plus élevées en analysant les contraintes, la déformation et également en considérant la réduction de poids. Pour le but de choisi meilleur matériaux pour un faible coût et un poids.

Donc pour un matériau de faible cout et un poids optimal on peut choisir la fonte. Pour la fabrication, ou bien pour une solidité plus élève et un poids lourd en peut choisi le chrome.

4.9. Analyse de contrainte exercées sur la couronne, satellite pignon

L'effort calculé dans la partie théorique ont été appliqué sur chaque denture. L'objectif de cette partie d'étude et de vérifier la résistance de chaque organe séparément. Le calcule par élément fini de cette partie a été réalisé avec solidworks.

4.9.1. Modélisation avec solidworks

La première étape de l'étude consiste à créer le modèle qui contient les domaines à étudier en Ansys worbench.dans

4.9.2. Les conditions aux limites

- **Appliquer un matériau** : l'acier 42CD04
- **Déplacement imposé** : géométrie fixe sur le trou au milieu de la couronne.
- **Chargement** : une force de 606 [N] sur la dent illustrée.

4.9.3. Maillage du model

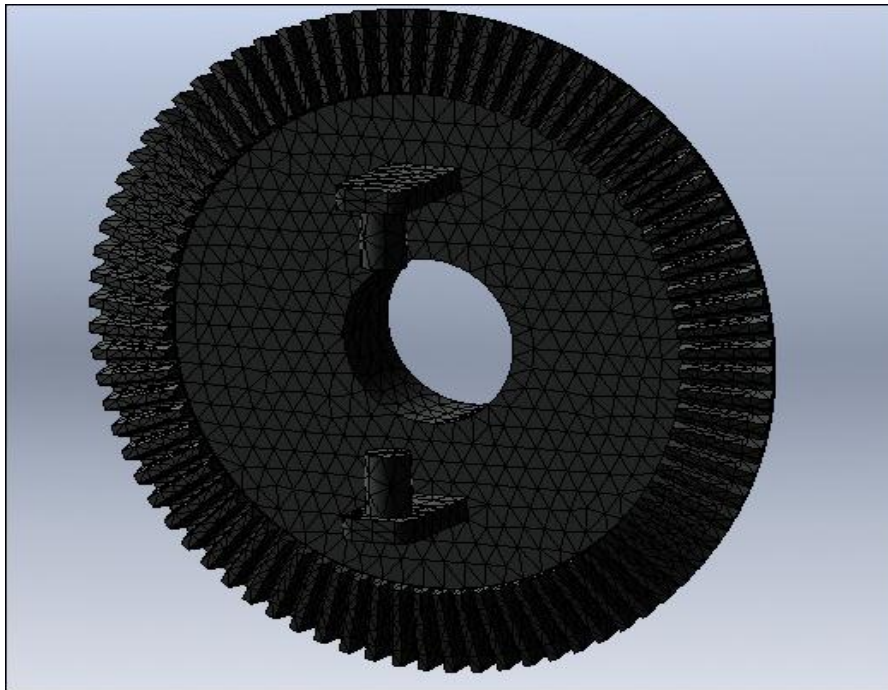


Figure 4.20 : La couronne après le maillage

D'après les résultats obtenue on remarque que la contrainte Max sur la couronne est tres petite par rapport à la limite élastique ce qui signifie qu'elle est loin du domaine plastique et on constate que pour atteindre sa limite d'élasticité il faut appliquer 28 fois la force appliquée,cette constante est un coefficient de securité supplémentaire,et le déplacement est de l'ordre de 10^{-3} [mm] donc elle va résistéé au chargement appliqué.[4]

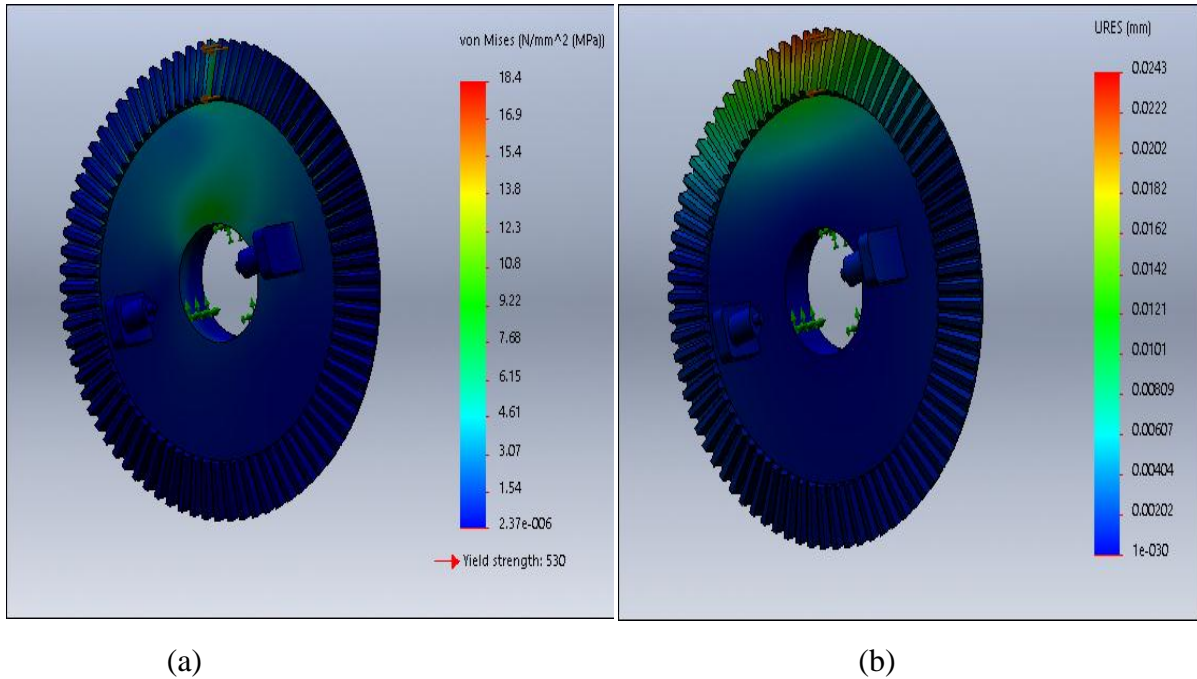


Figure 4.21 : Contour de (a): contrainte von mises et (b) déplacement

Le tableau (4.6) résume les résultats :

Couronne	Valeur de la force [N]	Limite d'élasticité [MPa]	Contrainte		Déplacement
			σ_{\max}	σ_{\min}	$U_{\max}(\text{mm})$
	606	530	18.4	$2.37 \cdot 10^{-6}$	0.043

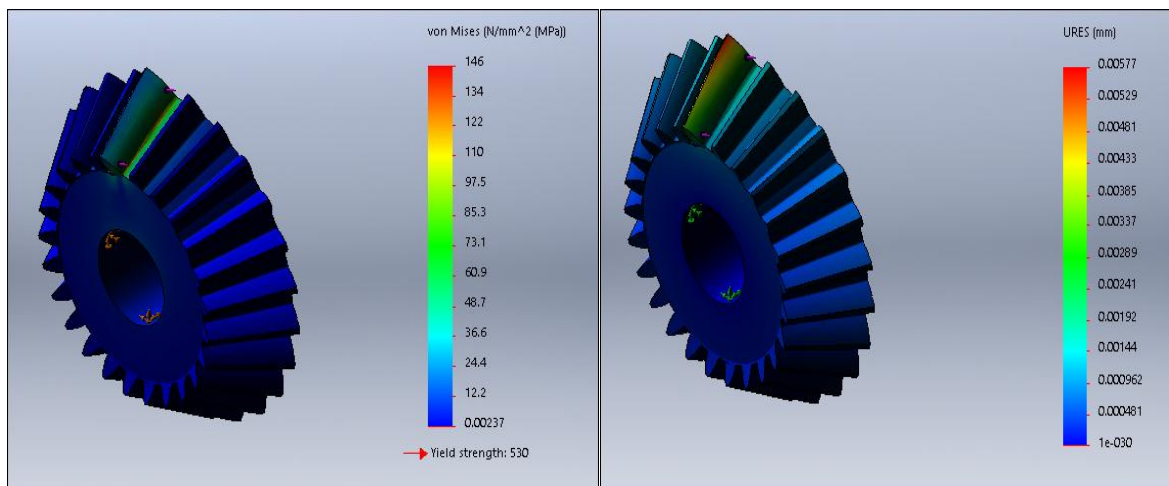
Tableau 4.6 : Résultat d'étude de la couronne

4.9.4. Pour le pignon satellite

- Les conditions aux limites
- Appliquer un matériau : l'acier 42CD04
- Déplacement imposé : géométrie fixe sur le trou au milieu de pignon satellite.
- Chargement : une force de 1210.14 [N] sur la dent illustrée.

4.9.5. Résultat et discussion

D'après les figure on remarque que la contrainte Max sur le pignon satellite est petite par rapport à la limite élastique ce qui signifie qu'elle est loin du domaine plastique et on constate que pour atteindre sa limite d'élasticité il faut appliquer 3.6 fois la force appliquée, cette constante est un coefficient de sécurité supplémentaire, et le déplacement est de l'ordre de 10^{-3} [mm] donc elle va résistée au chargement appliqué.



(a)

(b)

Figure 4.22 : Contour de: (a) contrainte Von mises et (b) déplacement

Pignon satellite	Valeur de la force [N]	Limite d'élasticité [MPa]	Contrainte		Déplacement
			σ_{\max}	σ_{\min}	U_{\max} (mm)
	1210.14	530	146	0.000237	0.00574

Tableau 4.7: Résultat d'étude du pignon satellite

Conclusion générale

L'objectif de ce travail est la conception et simulation d'un système différentiel (cas d'un différentiel d'automobile). Pour la conception nous avons utilisé le logiciel de CAO/DAO Solidworks. Ce travail nous a aussi permis de nous familiariser avec les logiciels solidworks et Ansys et de connaître les difficultés rencontrées lors de la modélisation.

A travers cette étude, nous avons réalisé la conception d'un différentiel d'automobile, puis vérifié grâce à une étude de simulation numérique avec Solidworks et Ansys la résistance des composants du mécanisme. Dans ce travail, nous avons commencé par une étude bibliographique, qui nous a permis d'approfondir nos connaissances pour les différentiels. Ensuite nous avons réalisé les points suivant :

- Une conception de toutes les parties du différentiel avec la gamme d'usinage correspondante.
- Une modélisation et simulation numérique avec Ansys et Solidworks qui a pour objectif de simuler le comportement du différentiel en statique.
- Une vérification de la résistance des organes du différentiel selon deux configurations les plus défavorables au différentiel (véhicule en ligne droite, et véhicule en freinage).
- Enfin, une partie d'optimisation a été proposée afin de trouver un compromis Poids/meilleures caractéristiques du différentiel.

Les résultats suivant ont été obtenus :

- La contrainte maximale dans le différentiel a été localisée au niveau des dents du satellite avec une valeur 124.2 MPa pour le couple maximale de fonctionnement pour la configuration ligne droite et de 76.47MPa pour les conditions de freinage. En appliquant le critère de Von-Mises, un coefficient de sécurité $k_s=2$, le comportement du matériau reste loin en dessous de la limite élastique.
- la simulation des efforts sur les organes séparément avec Solidworks a confirmé ces résultats.
- l'optimisation a donné une meilleure réponse en terme de performances mécanique par l'acier Acier (AISI 4340), si on cherche à alléger le véhicule on prendra la fonte.

En perspective, des futures pistes d'étude peuvent être proposées telle que : effectuer une étude dynamique, ou encore une étude de vibration.

Références bibliographiques

- [1] : Toufik TAFADJIRA, Conception et étude de fabrication des organes de transmissions - Etude de cas : La Boite de Vitesses CVT, Mémoire d'ingénieur, Ecole Nationale Polytechnique-Alger, 2017
- [2] GLEASON-" Conception des engrenages de pont moteur sur les véhicules de tourisme" - FENWICK, 8, Rue de Rocroy. Paris (10), Edition 1971.p.3-16
- [3] Pierre DUYSINX -"Partim technologie des essieux"- Ingénierie des véhicules terrestres Université de Liège, 2014.
- [4] Samir AIT MOULA et El-yesse BENBARA, Etude, conception et fabrication d'un système Différentiel, Mémoire de Master, Université Abderrahmane Mira De Bejaia, 2015.
- [5] : Copyright Gaston Nicolet conception et calcul des éléments de machines école D'ingénieurs de fribourg (E.I.F.) section de mécanique revue en 2006.
- [6] :bernarderic4926.perso.sfr.fr/dr/Les_engrenages.pdf en mars 2015.Amphi Fatigue.
- [7] : HADJ SAID Baba, Mémoire de fin d'études « diagnostique des défauts des machines tournantes par analyse spectrale des vibrations » école nationale polytechnique
- [8] : diagnostic des machines tournantes par les techniques de l'intelligence artificielle, thèse De doctorat, université Badj Mokhtar Annaba
- [9] :<https://biblio.univ.annaba.dz/ingeniorat/wpcontent/uploads/2018/04/KHOUALDIA-SOUMAYA.pdf>.
- [10] :<https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/mecaniqueth7/comportement-en-service-des-systemes-et-composants-mecaniques-/fatigue-et-mecanique-de-la-rupture/>
- [11] : <https://www.insa-lyon.fr/fr/formation/controle-non-destructif>
- [12] : DOUGDAG, défauts mécaniques dans l'étude des machines tournantes, thèse magister
- [13] :<http://www.metaux-detail.com/pdf/acier/42cd4/traitements-thermiques/.pdf>
- [14]: [http://univ-biskra.dz/enseignant/bensaada/Traitement %20 thermique.pdf](http://univ-biskra.dz/enseignant/bensaada/Traitement%20thermique.pdf)
- [15]: https://www.autotitre.com/fiche-technique/Peugeot/206/1.4e_16v_XS.
- [16] : Mémoire de fin d'études : Conception d'une transmission classique d'une voiture tout terrain réaliser par : RAZAFIMANDIMBY Felamandefitra Ary année 2005.
- [17] : <https://fr.wikipedia.org/wiki/ANSYS>
- [18]: Lawrence, K. L. (2002). ANSYS Workbench Tutorial. University of Texas: Schroff Development Corporation (SDC)

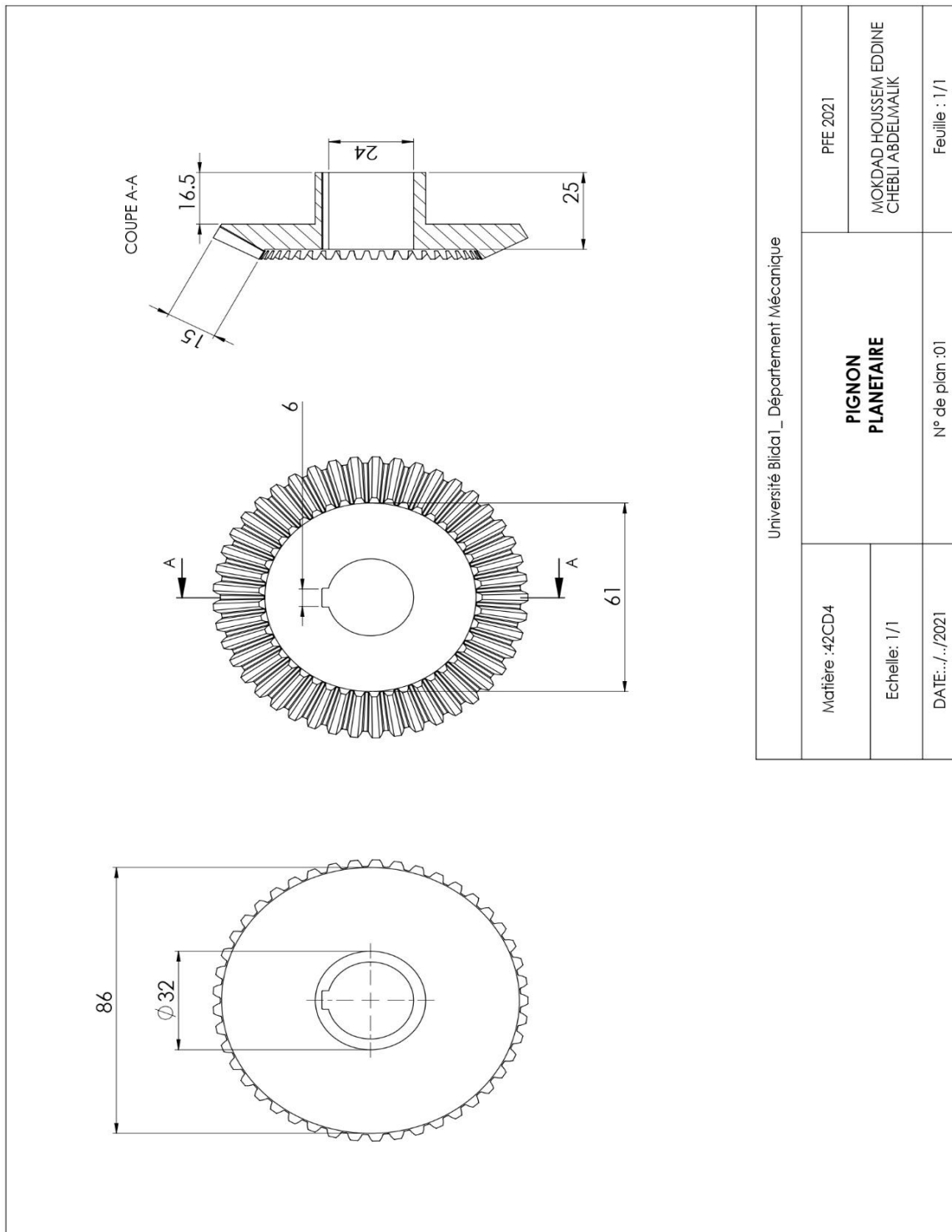
Annexe

- Les mises planes

- Annexe (1) : Mise plane pignon satellite avec sa cotation

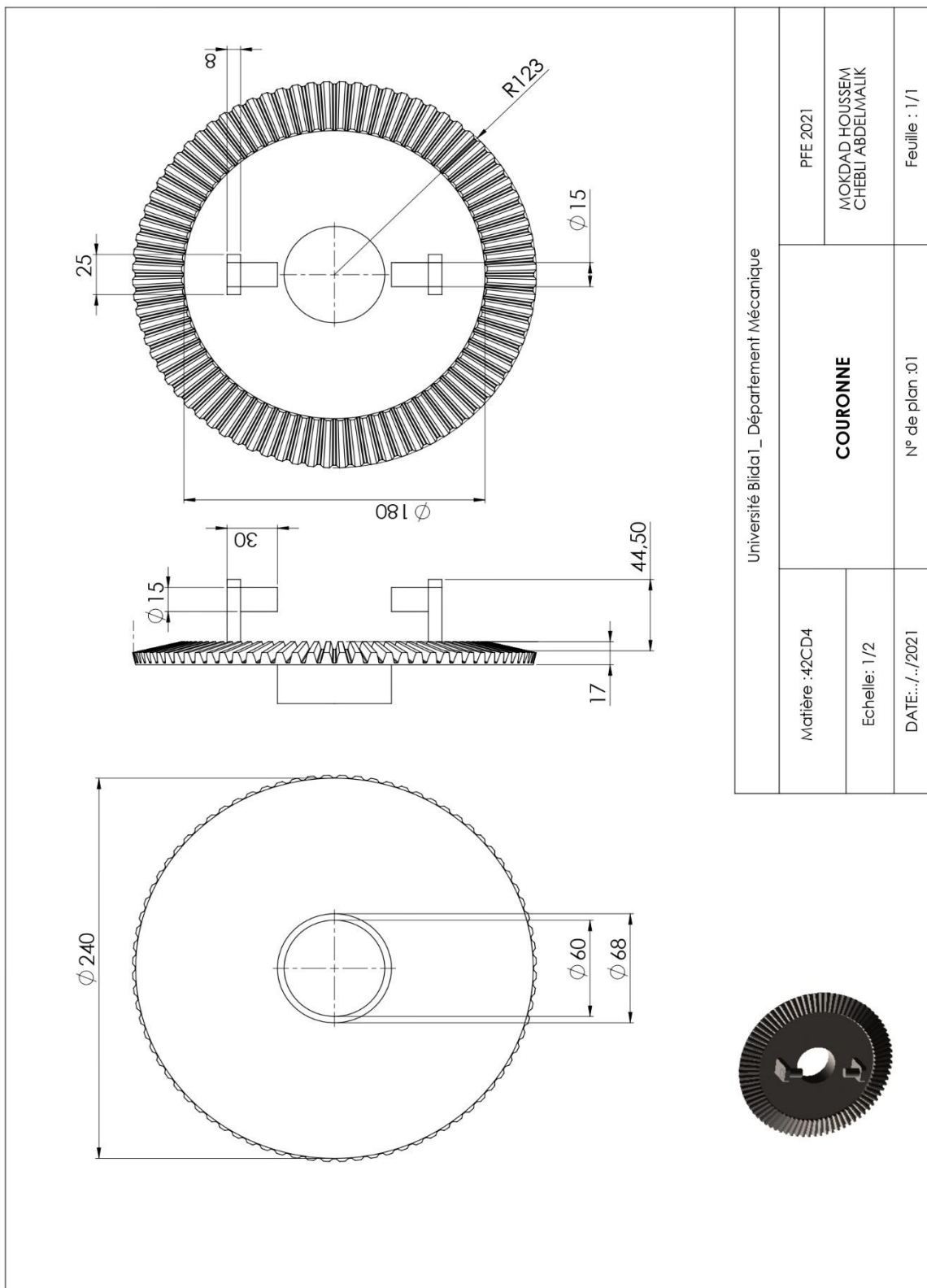
Université Bliça1_ Département Mécanique		PFE 2021	MOKDAD HOUSSEM EDDINE CHEBLI ABDELMALIK	Feuille : 1/1
Matière : 42CD4	PIGNON SATELLITE		N° de plan :01	
Echelle: 1/1			DATE:././2021	
<p>The technical drawing includes three views of a satellite gear. The top view shows a circular gear with an outer diameter of $\phi 46$, an inner diameter of $\phi 22$, and a central hole diameter of $\phi 15$. The gear has 17 teeth. The side view shows a gear with a total height of 34.5, a top flange height of 19.5, and a thickness of 15. The teeth have a pressure angle of 31.98°. The fillet radii are $R25$ for the outer edge and $R17$ for the inner edge. A 3D model of the gear is shown to the right of the drawings.</p>				

Annexe (2) : Mise plane pignon planétaire avec sa cotation

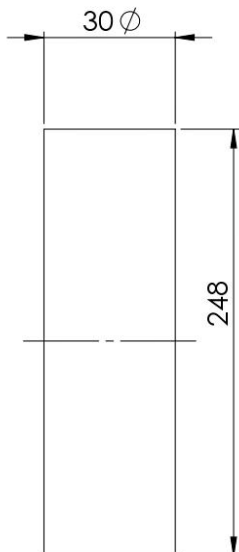
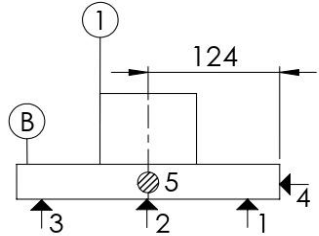


Université Blida1_ Département Mécanique	
Matière :42CD4	PFE 2021
Echelle: 1/1	PIGNON PLANETAIRE MOKDAD HOUSSEM EDDINE CHEBBI ABDELMALIK
DATE:.././2021	N° de plan :01 Feuille : 1/1

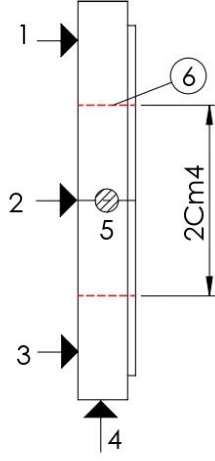
Annexe (3) : Mise plane de couronne avec sa cotation

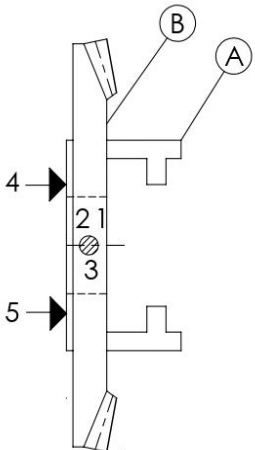


Annexe (4) : Gamme d'usinage de la couronne avec tous les opérations

GAMME D'USINAGE					
Ensemble: Systeme différentiel Element: couronne		Nombre: 1 Matière : 42 CD 04		N°: pièce 1	
N°:	Désignation des phase/ phase opération	Machine	appareils et outillages	Controle	Schémas
100	contrôle du brut: Vérifier les dimensions du brut			réglet	 <p>A technical drawing of a rectangular blank. It shows a vertical rectangle with a horizontal diameter of 30 and a vertical length of 248. A horizontal dashed line is drawn across the middle of the rectangle.</p>
200	Montage du système de fixation Soudage de (A) sur (B)	poste à souder			 <p>A technical drawing of a welded assembly. It shows a horizontal base (B) with a vertical component (1) attached to its top surface. The horizontal distance from the left edge of the base to the center of the vertical component is 124. The diameter of the vertical component is 5. The thickness of the base is 4. Three upward-pointing arrows labeled 3, 2, and 1 are positioned below the base, indicating support or measurement points.</p>

<p>300</p>	<p>Tournage: Référentiel de mise en position défini par : -centrage long (1,2,3,4) -buté(5)</p> <p>301: Dréssage d (1) en finition $cm1=20$</p> <p>302: Chariotage de (2) en finition $2cm3=246$</p> <p>303: chariotage (3) et (4) $Cm2=18$</p> <p>304: perçage de (5) en finition $2Cm2=32$</p>	<p>Tour Conventionnel</p>	<p>Outil à Drésser</p> <p>Outil à charioter</p> <p>Outil à charioter avec un angle de 90°</p> <p>Forets en A.R.S (foret a centre foret d6 d16) finition avec un foret d32)</p>	
-------------------	---	---------------------------	--	--

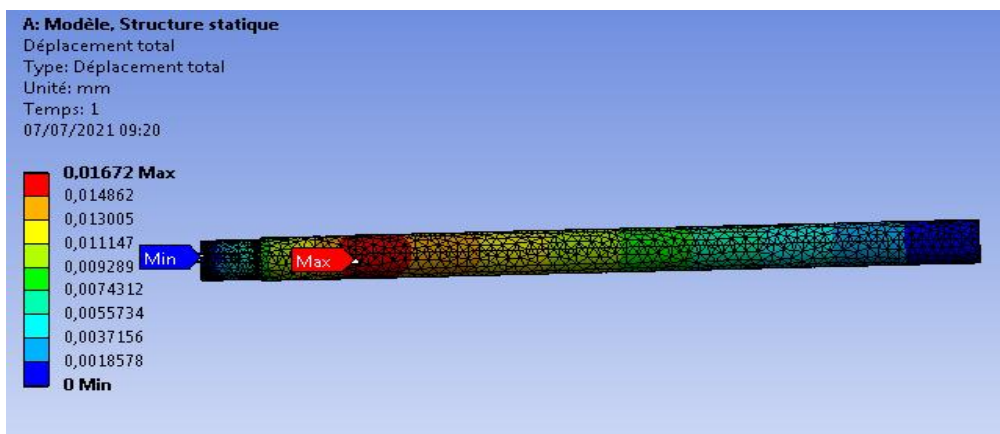
<p>400</p>	<p><u>Tournage:</u></p> <p>Référentiel de mise en position défini par :</p> <ul style="list-style-type: none"> -centrage long (1,2,3) -buté(5) <p>401:</p> <p>Alesage de (6) en finition</p> <p>2cm4=60</p>	<p>tour conventionnel</p>	<p>outil à Alésage</p>	
<p>500</p>	<p><u>Tournage:</u></p> <p>Référentiel de mise en position défini par :</p> <ul style="list-style-type: none"> -serrage (4et 5) -buté 1,2et3 <p>501:</p> <p>Chariotage de (7) en finition</p> <p>Cm4=20</p> <p>2cm6=240</p> <p>2cm4=60</p> <p>cf1=76.74°</p>	<p>tour conventionnel</p>		

700	soudage de A sur B	poste à souder			 <p>The diagram shows a vertical assembly. At the top, a diagonal member is labeled 'B'. Below it, a horizontal member is labeled 'A'. On the left side, there are two arrows pointing right, labeled '4' and '5'. In the center, there are two horizontal lines, the upper one labeled '21' and the lower one labeled '3'. A small circle with a diagonal line is positioned between the '21' and '3' lines.</p>

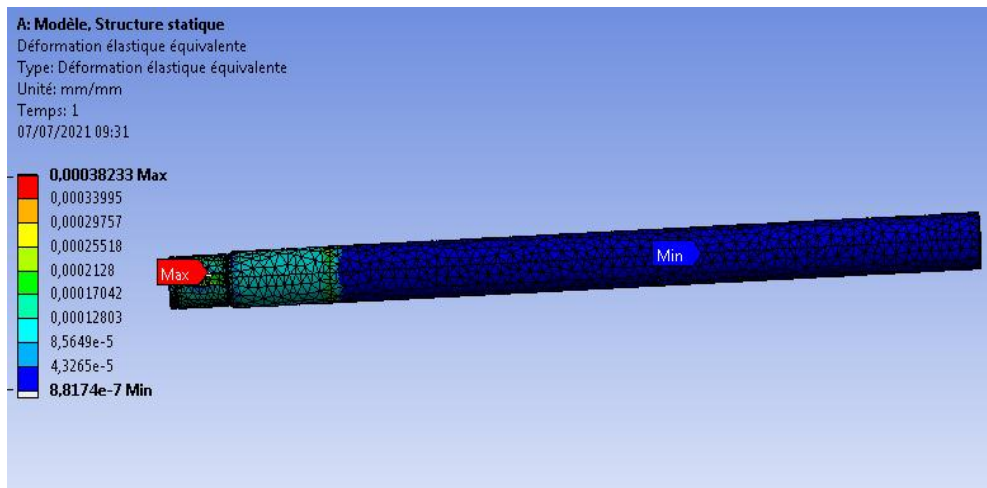
Annexe (5) : Affichage sur la surface déformée avec les propriétés de maillage

Propriétés	
Volume	6,2836e+005 mm ³
Masse	4,9326e-003 t
Longueur suivant X	275,19 mm
Longueur suivant Y	275,19 mm
Longueur suivant Z	111,81 mm
Maillage	
Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé	Maillage standard
Qualité de maillage	Haute
Nombre de nœuds	490450
Nombre d'éléments	285389
Valeur de tolérance	2,5625 mm
Taille d'élément	3 mm

- Déplacement total :**



- Déformation élastique équivalente :**



Annexe (6) : Usinage de pignon satellite et couronne



Annexe (7) : Pont différentiel fabriqué avant et après assemblage

- **Pont différentiel fabriqué**

