

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



UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE
LABORATOIRE STRUCTURES

PROJET DE FIN D'ETUDES POUR L'OBTENTION DE DIPLOME
MASTER EN FABRICATION MECANIQUE ET PRODUCTIQUE

**Synthèse des systèmes de
transmission
Application : Véhicules Industriels
(S.N.V.I.)**

Réalisés par :
RAZALI IBRAHIM
BELAOUCHA AIMEN
CHELALI AHMED

Master 2 FMP

Mr : BENMISRA ABDELKADER

Année universitaire 2020/2021

Table des Matières

Remerciements

Dédicaces

Résumé

Abstract

ملخص

Nomenclatures

Listes des figures et tables

Introduction

Conclusion

Références

Annexes

Chapitre I :

Présentation de l'entreprise et Généralités sur la transmission véhicules

I. Présentation de l'entreprise	
I.1. INTRODUCTION	3
I.2. Historique de la société.....	6
I.3. Présentation de la SNVI.....	8
I.3.1. Statut et forme juridique	8
I.3.2. Situation géographique.....	9
I.3.3. Gammes Produites.....	9
I.3.4. Objectif du SNVI.....	10
I.3.5. Organigramme SNVI.....	11
I.4. Filiales de la SNVI.....	11
I.4.1. Nombre d'effectifs des Filiales SNVI.....	12
I.5. Division de la rénovation des véhicules industriels (DRVI)	12
I.5.1. Historique et apparition.....	12
I.5.2. Définition de La division S.N.V.I /DRVI	13
I.5.3. les missions de la division sont	13
I.5.4. Organigramme De La Division	14
II.2. Généralités sur la transmission.....	20
II.2.1. définition	20
II.2.1.1. Les véhicules à deux roues motrices.....	20
II.2.1.2. <i>Les véhicules à quatre roues motrices</i>	20
II.2.1.3. Les transmissions automobiles.....	21
II.2.1.4. La transmission transversale.....	22
II.2.1.5. Les deux grandes familles de joints de transmissionsa automobiles.....	23
II.2.2. Fonction globale	24
II.2.3. Les types de transmission	24
II.2.4. Eléments de transmission	25
II.2.5. Les différents modes de transmissions mécaniques	27
II.3. Synthèse des transmissions par engrenages.....	28
II.3.1. Définition d'un engrenage	28
II.3.2. Avantages et inconvénients des engrenages	29
II.3.3. Types d'engrenages	30
II.3.3.1. Engrenages à axes parallèles (Engrenages cylindriques)	31
II.3.3.1.1. Engrenage cylindrique à denture droite	31
II.3.3.1.2. Engrenage cylindrique à denture hélicoïdale.....	32
II.3.3.2. Engrenage à axes concourants (Engrenage conique)	33
II.3.3.3. Engrenage gauche (Système roue et vis sans fin)	34
II.3.3.4. Engrenage à roue crémaillère	34
II.3.4. Matériaux pour engrenage	35
II.4. Synthèse des transmissions par poulie courroie.....	35
II.4.1. Fonction.....	35
II.4.2. <i>Eléments constitutifs</i>	36
II.4.3. Caractéristiques.....	36
II.4.4. Différents types de courroies.....	36

II.4.5. Les principaux systèmes de transmission de mouvement Les systèmes poulies / courroie	37
II.4.6. PRINCIPAUX TYPES DE COURROIES.....	37
II.4.6.1. Courroies plates.....	38
II.4.6.2. Courroies trapézoïdales	42
II.5. Synthèse des transmissions par chaînes.....	45
II.5.1. Définition	45
II.5.2. Caractéristiques.....	45
II.5.2.1. Avantages des chaînes.....	45
II.5.2.2. Inconvénients des chaînes.....	46
II.5.3. Géométrie d'une transmission par chaîne.....	46
II.5.4. Les différents types de chaînes.....	47
II.5.4.1. Les chaînes plates.....	47
II.5.4.2. Les chaînes à rouleaux.....	47
II.5.4.3. Les chaînes silencieuses.....	49

Chapitre II :

Synthèse des systèmes de transmission véhicule.....	50
II.1. introduction.....	51
II.2. Synthèse moteur.....	51
II.2.1. Système bielle-manivelle.....	51
II.2.1.1. Liaisons de bielle manivelle	54
de rotation en un mouvement de translation.....	55
II.2.1.3. Modélisation cinématique.....	55
II.2.1.4. Etude cinématique de la pompe à simple effet :	55
II.2.2. Système arbre à cames.....	56
II.2.2.1. Définition.....	56
II.2.2.2. Principe de fonctionnement.....	57
II.2.2.3. Implantation des arbres à cames.....	57
II.2.2.4. Les cames.....	58
II.2.2.4.1. Définition	58
II.2.2.5. Schématisation.....	58
II.2.3. Système des distributions.....	59
II.2.3.1. définition	59
II.2.3.2. Eléments de la distribution.....	59
II.2.3.2.1. Arbre à cames	59
II.2.3.2. ELEMENTS DE LA DISTRIBUTION.....	60
II.2.3.2.2. Les soupapes.....	63
II.2.3.3. Les actionneurs	63
II.3. Synthèse Boite de Vitesse.....	66
II.3.1. INTRODUCTION.....	66
II.3.2. Boite de vitesse.....	66
II.3.2.1. Définition	66
II.3.2.2. Le But de la boite de vitesse.....	66
II.3.2.3. Domaine d'utilisation de la boite de vitesse.....	67
II.3.3. Technologies fonctionnelles des boites de vitesse.....	67

II.3.3.1.La boîte de vitesse manuelle.....	67
II.3.3.2. boîte de vitesses semi-automatique.....	68
II.3.3.3.La boîte de vitesses automatique.....	68
II.3.4. CRITERES DE CHOIX DES REDUCTEURS A ENGRENAGES.....	69
II.3.4.1.Critères fonctionnels.....	69
II.3.4.2.Critère de coût.....	69
II.3.4.3.Critère du rapport de transmission et de réduction.....	69
II.3.4.4.Critère d'utilisation.....	70
II.3.4.5.Critère de disposition géométrique.....	70
II.3.5.Boîte de vitesse à commande manuelle.....	71
II.3.5.1.Choix de la boîte de vitesse.....	72
II.4.Synthèse direction.....	72
II.4.1.Direction de véhicule automobile.....	72
II.4.1.1.Rôle de la direction automobile.....	73
II.4.1.2.Mécanisme du système de direction.....	74
II.4.1.3.Normes et articles « liés au système de direction ».....	75
II.4.2.Directions traditionnelle.....	75
II.4.3.Direction assistée :.....	75
II.4.3.1.La direction à assistance Hydraulique (DAH).....	76
II.4.4. Types de direction assistée hydraulique.....	76
II.4.4.1.Direction à crémaillère.....	76
II.4.4.2.Direction à boîtier.....	78
II.4.5.Les composants principaux d'un système de direction:.....	80
II.5.Synthèse différentiel.....	82
II.5.1.Introduction.....	82
II.5.2.Généralités sur les ponts moteurs.....	82
II.5.3.Types de pont moteurs.....	83
II.5.3.1.Pont rigide.....	83
II.5.3.2.Ponts à suspension indépendante.....	85
II.5.3.3.Pont combine.....	85
II.5.4.3.Le module.....	87
II.5.4.4.Différents types d'engrenages.....	87
II.5.8.Les types d'engrenages utilisés pour les ponts de la SNVI.....	88
II.5.8.1.Engrenage spiro-conique.....	88
II.5.8.2. Engrenage hypoïde.....	90
II.5.8.3.Caractéristiques des engrenages coniques spiraux et hypoïdes.....	92
II.5.9.Les organes essentiels du pont.....	95
II.5.9.1.Le renvoi d'angle et le différentiel.....	95
Conclusion.....	99

CHAPITRE III

Simulation du Comportement des Eléments de Transmission

III. 1 Introduction	100
III.2. Critère de disposition géométrique :.....	101
III.3 Eléments constitutifs de la boîte à vitesse ZF 16 S 151	101
III.3.1 Les arbres.....	102
III.3.2 Les paliers.....	102
III.3.3 Groupe relais.....	103
III.3.4 Synchroniseurs.....	103
III. 4 Étude de la boîte de vitesses ZF 16 S 151	104
III. 4. 1 Choix des matériaux	105
III. 4. 2 Calculs d'engrenage.....	106
III. 4. 3. Caractéristiques (denture hélicoïdale).....	107
III.5.ETUDE RDM DE L'ARBRE PRINCIPAL.....	112
III.7.2 Diagramme du moment fléchissant et l'effort tranchant.....	116
III.6. Application Matlab.....	117
III.7.Simulation numérique.....	119

Remerciements

Nous tenons tout d'abord à remercier notre Dieu, qui nous a donné la force et la patience d'accomplir ce travail, également nos profondes gratitude sont exprimer à notre encadreur, Monsieur BENMISRA ABDELKADER, pour avoir dirigé ce travail et pour la confiance qu'il Nous a accordé. Nous le remercies de nous avoir initiés à un sujet aussi prenant, dans un environnement où on a pris beaucoup de plaisir à travailler. Ainsi, pour ses conseils et ses encouragements. nos remerciements vont aussi au président de jury et à M .TAMMAR pour avoir accepté la soutenance de ce travail. Enfin, nos plus affectueuses pensées vont à nos parents frères sœur et amis qui nous ont transmis l'envie d'apprendre et nous ont toujours soutenu et encouragé dans nos études. Merci pour votre aide, on a toujours pu compter sur vous.

Dédicaces

Je dédie ce travail à :

*Mes chers parents Mes
frères et mes sœurs
Et mes nièces Mes chers
amis ...*

Ibrahim

Je dédie ce travail à :

*Mes chers parents Mes
frères et mes sœurs
Et mes nièces Mes chers
amis ...*

Aimen

Je dédie ce travail à :

*Mes chers parents Mes
frères et mes sœurs
Et mes nièces Mes chers
amis ...*

Ahmed

Résumé

Ce travail comprend une étude de synthèse sur les transmissions de véhicules en effet suivie de calculs de R.D.M. On a élaboré également les rendements et les puissances. Dans un secteur aussi concurrentiel que vital pour l'économie nationale, le secteur des véhicules industriels K en particulier (S.N.V.I.) Sidi-moussa Alger, cherche en permanence à améliorer la fiabilité et les performances de ses véhicules. Parmi ses performances, celle constatée dans le système de direction, moteur, boîte de vitesses et différentiels.

Une simulation sur le comportement de la boîte de vitesse a été conçue, afin de déterminer la morphologie des transmissions rencontrées, les sollicitations extérieures, effort tranchant, moment fléchissant ainsi les diagrammes. Ce travail a été finalisé par une étude de simulation sur SolidWorks afin d'analyser le comportement réel de la boîte, pour enfin comparer les résultats obtenus avec les résultats analytiques.

Mots clefs: Mécanismes, Schémat Cinématique, R.D.M., Simulation.

Abstract

This work includes a synthesis study on the transmissions of vehicles in fact followed by calculations by R.D.M. The yields and powers were also worked out. In a sector as competitive as it is vital for the national economy, the industrial vehicle sector K in particular (S.N.V.I.) Sidi-moussa Alger, constantly seeks to

improve the reliability and performance of its vehicles. Among its performances, that observed in the steering system, engine, gearbox and differentials.

A simulation on the behavior of the gearbox has been designed, in order to determine the morphology of the transmissions encountered, the external stresses, shear force, bending moment and the diagrams.

This project is ended with get the different dimensional characteristics and metallurgic of a ZF gearbox exactly ZF 16S 2520 prototype. We carry out our work by a simulation using Solid Works software in order to analyze its real comportment and compare the results got to our analytic results.

Keys: Mechanisms, Kinematic Schematics, Strength of Materials (R.D.M.), Simulation.

ملخص

يتضمن هذا العمل دراسة توليفية عن نواقل المركبات، في الواقع متنوعة بحسابات مقاومة المواد R.D.M. كما تم حساب المردود والقوى. في القطاع التنافسي بقدر ما هو حيوي للاقتصاد الوطني ، يسعى قطاع المركبات الصناعية على وجه الخصوص الشركة الوطنية للمركبات الصناعية (S.N.V.I.) سيدي موسى بالجزائر باستمرار إلى تحسين موثوقية وأداء مركباتها. من بين أدائها الذي لوحظ في نظام التوجيه والمحرك وعلبة التروس والجسر الخلفي. تم تصميم محاكاة لسلوك علبة التروس ، من أجل تحديد شكل عمليات النقل التي تمت مواجهتها ، والضغوط الخارجية ، وقوة القص ، ولحظة الانحناء والمخططات.

هذه الدراسة تخدم بتحديد مختلف الخصائص البعدية والمادية لعلبة السرعة "زاد أف" لقد تابعنا دراستنا بمحاكات لنرى السلوك الحقيقي للعلبة والتحقق من النتائج المتحصل عليها باستعمال برنامج SolidWorks «بمقارنتها مع النتائج النظرية.

كلمات مفاتيح الآليات ، المخططات الحركية ، مقاومة المواد (R.D.M.) ، المحاكاة.

NOMENCLATURE

a	Entraxe (mm)
C_c	couple sur la couronne (N×m)
C_e	Couple d'entrée (N×m)
C_p	Couple sur le planétaire (N×m)
C_s	Couple de sortie (N×m)
C_u	Couple sur le porte-satellite (N×m)
d	Diamètre primitif relatif (mm)
d_a	Diamètre de tête (mm)
d_f	Diamètre de pied (mm)
d_p	Diamètre primitif du planétaire P (mm)
F	Effort résultant (N)
F_a	Effort axial (N)
F_n	Effort normal (N)
F_r	Effort radial (N)
F_t	Effort tangentiel (N)
F_{tcs}	Force tangentielle appliquée par C sur S (N)
m_n	Module réel (mm)
N_e	Vitesse délivrée par le moteur (tr/min)
N_{mot}	Régime moteur en (tr/min)
P_e	Puissance d'entrée (W)
p_n	Pas réel (mm)
p_t	Pas apparent (mm)
r	Rapport de transmission
η	Rendement
U	circonférence de roulement du pneu (m)
V	Vitesse de déplacement (km/h)
Z_i	Nombres des dents
β	Angle d'hélice (°)
ω_e	Vitesse angulaire d'entrée (rad/s)
ω_s	Vitesse angulaire de sortie (rad/s)
α	Angle de pression (°)

Listes des tables et figures

chapitre 01

Figure I.1 : Logo de la société SNVI	7
Figure I.2 : Gamme SONACOME.....	7
Figure I.3 : Direction mère de la SNVI.....	8
Figure I.4 : Vue satellitaire de la filiale VIR – SNVI.....	9
Figure I.5 : Gamme des camions SNVI	9
Figure I.6 : Gamme des Autobus SNVI.....	9
Figure I.7 : Gamme des minicars SNVI.....	10
Figure I.8 : Gamme des remorques & semi-remorque SNVI.....	10
Figure I.9 : Organigramme du complexe SNVI.....	11
Figure II.1: véhicule à deux roues motrices.....	20
Figure II.2 : véhicule à quatre roues motrices.	21
Figure II.3 : Ensemble des transmissions pouvant équiper un véhicule.....	21
Figure II.4: Représentation d'une transmission automobile dans son environnement.....	22
Figure II.5 : Représentation symbolique d'une transmission automobile.....	23
Figure II.6 : Transmission équipée des deux technologies de joints étudiés.....	23
Figure II.7 : transmission simple	25
Figure II.8 : Transmission « INTEGRALE »	25
figure II.9 : Transmissions par engrenages	27
figure II.10 : Transmissions par poulie courroie.....	27
figure II.11 : transmissions par chaînes	27
Figure II.12 : Roue et pignon dans les engrenages.....	28
Figure II.13: Profil en développante de cercle.	30
Figure II.14: Profil à arc de cercle.	30
Figure II.15: Epicycloïde, Hypocycloïde, Compresseur Root.....	30
Figure II.16: Types de dentures coniques.	31
Figure II.17: Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture droite extérieur.....	32
Figure II.18: Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture hélicoïdale.....	33
Figure II.19 : Caractéristiques d'engrenage à axes concourants (conique à denture droite).	34
Figure II.20 : Caractéristiques d'engrenage gauche (système roue et vis sans fin).....	34
Figure II.21 : Engrenage à roue crémaillère.....	35
Figure II.22 : Courroie plate. Matériaux : polyuréthane (< 25 m/s) polyester, aramide revêtu silicone (< 80 m/s)....	31
Figure II.23 : Cinématique.....	39
Figure II.24 : Efforts de tension.	40
Figure II.25 : Tension initiale d'une courroie.	41
Figure II.26 : Principales familles de courroies trapézoïdales.....	42
Figure II.27 : Efforts presseurs exercées par la gorge d'une poulie sur une courroie trapézoïdale.....	42
Figure II.28 : Ligne primitive d'une courroie trapézoïdale.....	43
Figure II.29 : types de chaîne.....	47
Figure II.30: Les chaînes plates.....	48

CHAPITRE 2

Figure 1: pièces de bielle manivelle [4]	52
Figure 2 : Mécanisme bielle-manivelle dans le moteur thermique.....	52
Figure 3 : Mécanisme d'une pompe à piston.....	53
Figure 4: liaison de bielle manivelle. [4].....	54
Figure 5 : Système de transmission bielle manivelle [6].....	55
Figure 6 : Arbre à cames [9].....	56
Figure 7 : Arbre à cames pour 2 soupapes [10].....	56
Figure 8 : Fonctionnement du l'arbre à cames [10].....	57
Figure 9 : D'implantation possible [11].....	57
Figure 10 : Came une tête [11].....	58
Figure 11 : Schéma cinématique [9].....	59
Figure 12 : Arbre à cames [12].....	60
Figure 13 : Entraînement par courroie crantée [12].....	60
Figure 14 : Entraînement par chaîne [12].....	61
Figure 15 : Entraînement par engrenage [12].....	62
Figure 16 : Détails d'une soupape [12].....	63
Figure 17 : Schémas de distribution à poussoir et linguet [11].....	64
Figure 18 : Eléments intermédiaire [11].....	65
Figure 19 : Schéma cinématique d'une boîte de vitesses à 4 rapports [14].....	67
Figure 20 : Les facteurs intervenants sur le fonctionnement de la BV semi-automatique [15].....	67 68
Figure 21 : Convertisseur de couple hydraulique [16].....	68
Figure 22 : Boîte de vitesses à 2 arbres [19].....	71
Figure 23 : Boîte de vitesses à 3 arbres [19].....	71
Figure 24 : Schéma du système de direction d'un véhicule léger.....	73
Figure 25 : Organigramme de direction automobile et assistance. [20].....	74
Figure 26 : Crémaillère de direction. [21].....	76
Figure 27 : Système de direction à crémaillère [21].....	77
Figure 28 : Boîtier de direction à vis et secteur. [21].....	78
Figure 29 : Système de direction à boîtier.....	79
Figure 30 : Principaux composants de la direction. [22].....	80
Figure 31 : Pont moteur arrière.....	82
Figure 32 : Pont moteur avant (direction).....	82
Figure 33 : Pont rigide. [GLE71].....	83
Figure 34 : Pont à suspension indépendante. [GLE71].....	83
Figure 35 : Pont complètement flottant. [GLE71].....	84
Figure 36 : Pont aux trois quarts flottants. [GLE71].....	84
Figure 37 : Pont semi-flottant. [GLE71].....	84
Figure 38 : Pont à suspension indépendante du type pivotant. [GLE71].....	85
Figure 39 : Pont à suspension indépendante du type parallèle. [GLE71].....	85
Figure 40 : Suspension de Dion. [DUY14].....	86
Figure 41 : Essieu de Dion Alpha Romeo GTV6. [DUY14].....	86
Figure 42 : Les pas du pignon et de la roue.	87
Figure 43 : Géométrie d'un engrenage conique.....	88
Figure 44 : Roue plate génératrice de taillage des roues coniques. [TEI1.].....	89
Figure 45 : Différents types d'engrenages spiro-coniques. [TEI12].....	89
Figure 46 : Engrenage hypoïde. [HEN07].....	90

Figure 47 : Disposition possibles pour engrenage hypoïde. [HEN11].....	91
Figure 48 : Pont complet d'un véhicule.....	95
Figure 49 : Diagramme pieuvre du produit différentiel. [BER05].....	96
Figure 50 : Schéma cinématique minimal d'un différentiel à pignons coniques. [BAU06].....	97
Figure 51 : Répartition des charges dans une ligne droite.....	98
Figure 52 : Répartition des charges dans un virage.....	99

Chapitre 03

Figure III. 3 : TB 340 (S.N.V.I.).....	100
Figure III.2 : Morphologie des pignons utiles pour boîte de vitesse.....	101
Figure III.3 : Morphologie des pignons utiles pour boîte de vitesse.....	101
Figure III-4 : Boîte à vitesse ZF16 S 151 Ecosplit [6]	102
Figure III-5 : Vue éclaté d'un synchroniseur type BORG-WARNER [5].....	103
Figure III-6 : Schéma cinématique de la boîte de vitesse ZF 16 S 151	104
Figure III-7 : Efforts appliqués sur la denture hélicoïdale (roue menant).....	109
Figure III-8 : Modélisation de l'arbre.....	113
Figure III-9 : Diagramme des efforts et des moments.....	117
Figure III-10: Plate-forme d'accueil de l'application.....	118
Figure III-11: ICONNE du calcul des paramètres des engrenages.....	118
Figure III-12: Fenêtre du calcul de l'entraxe des engrenages.....	119
Figure III 13: Maillage des composants.....	120
Figure III 14: Distribution des contraintes équivalentes de Von-Mises des trois arbres ; a) Arbre intermédiaire, b) arbre principal c) arbre d'attaque.....	122
Figure III 15 : Distribution des déplacements des trois arbres; a) arbre intermédiaire.....	123
Figure III 16: Distribution du coefficient de sécurité (CS) des trois arbres ; a) arbre.....	124
Figure III17: Distribution des contraintes équivalentes..... de Von-Mises de la roue de vitesse.....	124
Figure III 18: Distribution des déplacements de la roue de vitesse.....	125
Figure III 19 : Distribution du coefficient de sécurité (CS) de la roue de 1re vitesse.....	125

Liste de tableau

Chapitre 01

Tableau 1 : des principaux symboles pour les schémas cinématiques.....	6
Tableau 2 : Effectif du complexe SNVI année 2018.....	12
Tableau 3: Les types de transmissions.....	24
Tableau 4 : <i>Avantages et inconvénients des engrenages</i>	29
Tableau 5 : <i>Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture droite extérieur</i>	32
Tableau 6 : <i>Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture hélicoïdale</i>	33
Tableau 7: <i>Caractéristiques d'engrenage à axes concourants</i> <i>(conique à denture droite)</i>	34
Tableau 8: <i>Caractéristiques d'engrenage gauche (système roue et vis sans fin)</i>	34

Chapitre 02

Tableau (1) : transformation de mouvement rotation \Rightarrow translation.....	55
Tableau (2) : types de liaison mécanique.....	55
Tableau (3) : Classement des boîtes de vitesses à commande manuelle [18].....	70
Tableau (4) : Types d'engrenages. [BOU16].....	87
Tableau (5) : Carte d'identité Géométrique.....	88
Tableau (6) : Caractéristiques des engrenages coniques spiraux et hypoïdes. [GLE71].....	92

Chapitre 03

III.1. Tableau des vitesses en km/h	100
Tableau III-2 : Désignation des composants de la boîte de vitesse ZF 16S	105
Tableau III-3 : Différents paramètres des pignons.....	107
Tableau III.4- Rapports de transmission de la gamme lente et rapide.....	107
Tableau III.5-vitesses de rotation des différents rapports de la boîte de vitesses.....	107
Tableau III-6 : Principales caractéristiques des roues.....	107
Tableau III-7 : Vitesses angulaires et couple de sortie des différents rapports de la boîte devitesse.....	108
Tableau III .8 : Caractéristiques mécaniques pour : (a) arbres ; (b) pignons.....	121

Introduction générale (Recherche bibliographiques)

La technologie de conception et de construction des transmissions est maintenant bien connue et maîtrisée par les spécialistes du domaine. Depuis de nombreuses années, l'architecture de la synthèse de ces systèmes de transmission a peu évolué. Par contre, une amélioration du rendement et des performances est nettement constatée. En effet, La transmission par engrenages, poulie et chaînes sont des phénomènes très importants en mécanique. Depuis de nombreuses années, les ingénieurs ont sans cesse réduit leurs poids, volume, rendement et leurs bruits. Ces mécanismes est quasiment indispensable pour un système et hybride pour pouvoir adapter le couple et la vitesse de rotation

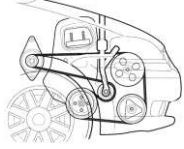
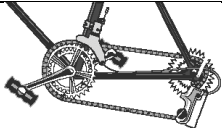
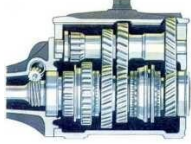



Ce mémoire est composé de 3 chapitres : Le premier chapitre présente une généralité sur les transmissions ainsi sur la S.N.V.I., la classification des différents types, par engrenages, poulie et chaînes ainsi que leur principe de fonctionnement, leurs avantages et inconvénients. Ensuite le deuxième chapitre présente la synthèse des systèmes de transmission dans le moteur, boîte de vitesse, direction et différentiels qui entraînent le mouvement d'un véhicule. Le troisième chapitre présente l'étude générale de la simulation des boîtes de vitesses et l'étude de chaque paramètre qui signifie les performances de la transmission. Enfin on a terminé notre travail par une conclusion.

Chapitre I :
Présentation de
l'entreprise et
Généralités sur
la transmission
véhicules

I.1. Introduction

Les systèmes de transmission servent à transmettre de la puissance dans le sens où les mouvements servent principalement à transférer de l'énergie mécanique d'une pièce à une autre. Dans ce chapitre on a exploité une étude générale sur la synthèse des différentes modes des transmissions voire engrenages, chaînes et courroie-poulie. Dans le but de déterminer les caractéristiques, classifications, types et principe de mouvement de transformation de puissances ainsi les définitions utiles

1 Différents systèmes de transmission

Désignation	Dessin - photo	Propriétés	Exemples
Poulies et courroies		Ce système est réversible (Rotation/Rotation). Système de transmission silencieuse qui permet des vitesses élevées et des grands entraxes. Il y a un risque de glissement pour les courroies non crantées et la durée de vie est relativement courte.	Alternateur de voiture Pompe à eau Machine à coudre
Pignons et chaîne		Ce système est réversible (Rotation/Rotation). Le rapport de transmission est constant, il n'y a pas de glissement mais nécessite un entretien.	Bicyclettes Motos Chaîne de distribution
Engrenages		Ce système est réversible (Rotation/Rotation). Le rapport de transmission est constant, il n'y a pas de glissement mais nécessite un entretien constant. Il permet la transmission de couples élevés et la durée de vie est importante.	Chignole Essoreuse à salade Boîte de vitesse
Roues de friction		Ce système est réversible (Rotation/Rotation). Ce système est simple, silencieux mais il y a un risque de glissement (ne permet que la transmission de faible couple).	Dynamo de bicyclette Tourne-disque Solex
Roue dentée et vis sans fin		Ce système est généralement irréversible (Rotation / Rotation). Quand il est irréversible, la vis est en entrée, la roue dentée en sortie. Ce système est très réducteur, il permet d'avoir un couple élevé en sortie.	Batteur électrique, Cleps de tension des instruments à cordes
Cardan		Ce système est réversible (Rotation/Rotation). Ce système est fragile.	Volets roulants Voiture (<i>direction & roues</i>)

1 Transmission d'un mouvement avec transformation mouvement

Ces systèmes permettent de transformer un mouvement circulaire (rotation) en mouvement rectiligne (translation) ou inversement.












Désignation	Dessin - photo	Propriétés	Exemples
Bielle et manivelle		Ce système est réversible avec un mouvement de rotation continue pour la manivelle et de l'autre côté du système un mouvement alterné dont le nature dépend du guidage.	Moteurs à explosion Machine à coudre à pédale Machine à vapeur
Roue dentéeet Crémaillère		Ce système est réversible (Rotation ↔ Translation) Si la crémaillère est fixe la roue est animée des deux mouvements.	Tire-bouchon, cuillère à glace, portail coulissant...
Came		Ce système est irréversible. Rotation continue en entrée et mouvementalterné en sortie (en fonction des liaisons mécaniques).	Cames dans les moteurs à explosion, machine à coudre
Vis sans fin et crémaillère		Ce système est généralement irréversible (Rotation ↔ Translation)	Clé à molette, palmer
Vis et écrou		Ce système est généralement (Rotation ↔ Translation) Il y a différentes combinaisons de mouvements possibles, vis ou écrou en entrée ou en sortie. Quand le système est irréversible, la rotation est en entrée et la translation en sortie	Etau, cric de voiture, serre-joint

Tableau 1 : des principaux symboles pour les schémas cinématiques

Nature de la liaison	Mouvements relatifs simples	Degré de liberté	Symbole	Exemples
Liaison fixe	aucun	0		Pied, Plateau de table.
Liaison complète	aucun	0		Structure socle, Châssis
Liaison pivot	1 rotation	1		Charnière
Liaison glissière	1 translation	1		Tiroir, Porte coulissante...
Liaison pivot glissant	1 translation 1 rotation	2		Pompe à vélo...
Liaison rotule	3 rotations	3		Pied pour appareil photo, Attelage remorque, Rétroviseur...

I.2. Historique de la société

Le démarrage a toutefois été dur car le défi de maintenir les unités du constructeur français de camions « Berliet » en production après le départ de l'occupant français en 1962 n'était pas facile à relever, surtout pour un pays nouvellement indépendant, manquant de main-d'œuvre et d'encadrement qualifiés. Les colons avaient mis à l'époque sur l'incapacité des algériens à faire fonctionner les unités industrielles et équipements après leur départ définitif vers la métropole à la fin de l'occupation. Mais le miracle se produisit. Grâce à la détermination d'une poignée d'ouvriers algériens, qui travaillaient déjà pour « Berliet », les machines ont été de nouveau remises en marche. Les usines, redevenues à cent pour cent algériennes, commençaient à assembler les premiers véhicules industriels « Made in ALGERIA ». Cet exploit est le résultat de la forte volonté et du nationalisme exceptionnel d'une génération d'Algériens qui avaient non seulement réussi à arracher l'indépendance de leur pays, colonisé durant 132 ans, mais aussi à engager sa reconstruction



Figure I.1 : Logo de la société SNVI

En parallèle, nous montrons dans ce qui suit les différentes transitions reconnues par la société à l'échelle chronologique dans les stations suivantes :

- **De 1957 à 1966** : Implantation de la société française BERLIET sur le territoire Algérien par la construction en juin 1957 d'une usine de montage de véhicules "poids lourds" à 30 km à l'est d'Alger, plus exactement à Rouïba.
- **De 1967 à 1980** : en 09.10.1967, fut créée la SONACOME (Société Nationale de Construction Mécanique) sous l'ordonnance 67.150. Le schéma d'organisation adopté pour la SO.NA.CO.ME regroupant en son sein dix (10) entreprises autonomes pour promouvoir et développer les industries mécaniques en Algérie.



Figure I.2 - Gamme SONACOME

De 1981 à 1994 : la S.N.V.I (Entreprise Nationale de Véhicules Industriels) devient une entreprise publique socialiste (EPS) en 12/12/1981 par le décret présidentiel N°81/342. Cette dernière-née à l'issue de la restructuration de la SO.NA.CO.ME et le décret de sa création lui consacra un statut d'entreprise socialiste à caractère économique régit par les principes directifs de la Gestion Socialiste des Entreprises(G.S.E).

- **De 1995 à 2011** : Le mois de Mai 1995, la S.N.V.I a changé de statut juridique pour devenir une Entreprise Publique économique régie par le droit
- **De 2011 à Janvier 2015** : le mois d'Octobre 2011, la S.N.V.I a changé de statut juridique pour devenir un Groupe Industriel composé d'une Société Mère et de quatre filiales.
- **Depuis Février 2015 à ce jour** : Suite à la réorganisation du Secteur Public Marchand de l'Etat en date du 23 Février 2015, l'EPE FERROVIAL et toutes ses participations a été rattachée au Groupe SNVI comme 5ème Filiale.

I.3. Présentation de la SNVI :

L'Entreprise nationale de véhicules industriels (SNVI) a pour vocation la conception, la fabrication, la commercialisation et le soutien après-vente d'une importante gamme de produits. Au capital social de 2.200.000.000 DA, détenu en totalité par l'état algérien, le

complexe SNVI construit des camions et camions-tracteurs, autocars, des autobus et des équipements de carrosserie industrielle.

Trois qualités distinguent ce fleuron de l'industrie nationale de ses similaires sur le marché et expliquent son succès et sa force dont :

- Son organisation d'abord : " L'organisation de la société est adossée à des procédures".
- La maîtrise de la technologie : permet à " l'entreprise de faire de la conception, de la fabrication, du montage de véhicules industriels et de pièces de liaison mécanique ", est une autre qualité major de l'entreprise.
- La troisième qualité de la SNVI réside dans sa ressource humaine : " il a une ressource humaine potentielle en termes de nombre, de qualité et de diversité".

I.3.1. Statut et forme juridique :

- **Forme juridique** : Entreprise Publique Economique, Société Par Actions (EPE, SPA).
 - **Capital social** : 2.200.000.000 de dinars, entièrement détenu par l'Etat.



▪ **Figure I.3 - Direction mère de la SNVI**

I.3.2.Situation géographique



Siège social : Rouïba, Route nationale n°5 – BP 153 – Wilaya d'Alger.

Figure I.4 - Vue satellitaire de la filiale VIR – SNVI

I.3.3.Gammes Produites :

La SNVI "Entreprise Nationale des Véhicules Industriels" a pour vocation la conception, la fabrication, la commercialisation et le soutien après-vente d'une gamme de produits composée de camions, d'autobus, de Carrosseries Industrielles et des remorques et semi- remorques



Figure I.5 - Gamme des camions SNVI



Figure I.6 - Gamme des Autobus SNVI



Figure I.7 - Gamme des minicars SNVI

Figure I.8 - Gamme des remorques & semi-remorque SNVI

I.3.4. Objectif du SNVI

- Satisfaire les besoins en véhicules industriels en Maximisant la production tout en :
 - Acquérir rapidement une gamme de technologie avec un taux d'intégration élevé et un grand nombre de produits.
 - Utiliser les techniques performantes et adaptés.
- Combler l'écart entre la production et la demande, on:
 - Commercialise les véhicules industriels fabriqués localement.
 - Assure la disponibilité de la pièce de rechange de la gamme SNVI.
 - Assure le service après-vente.
- Minimiser le prix des produits et de services en assurant sa rentabilité par:
 - Minimiser le prix de revient.
 - Financer particulièrement le développement de l'entreprise par la commercialisation.

I.3.5. Organigramme SNVI

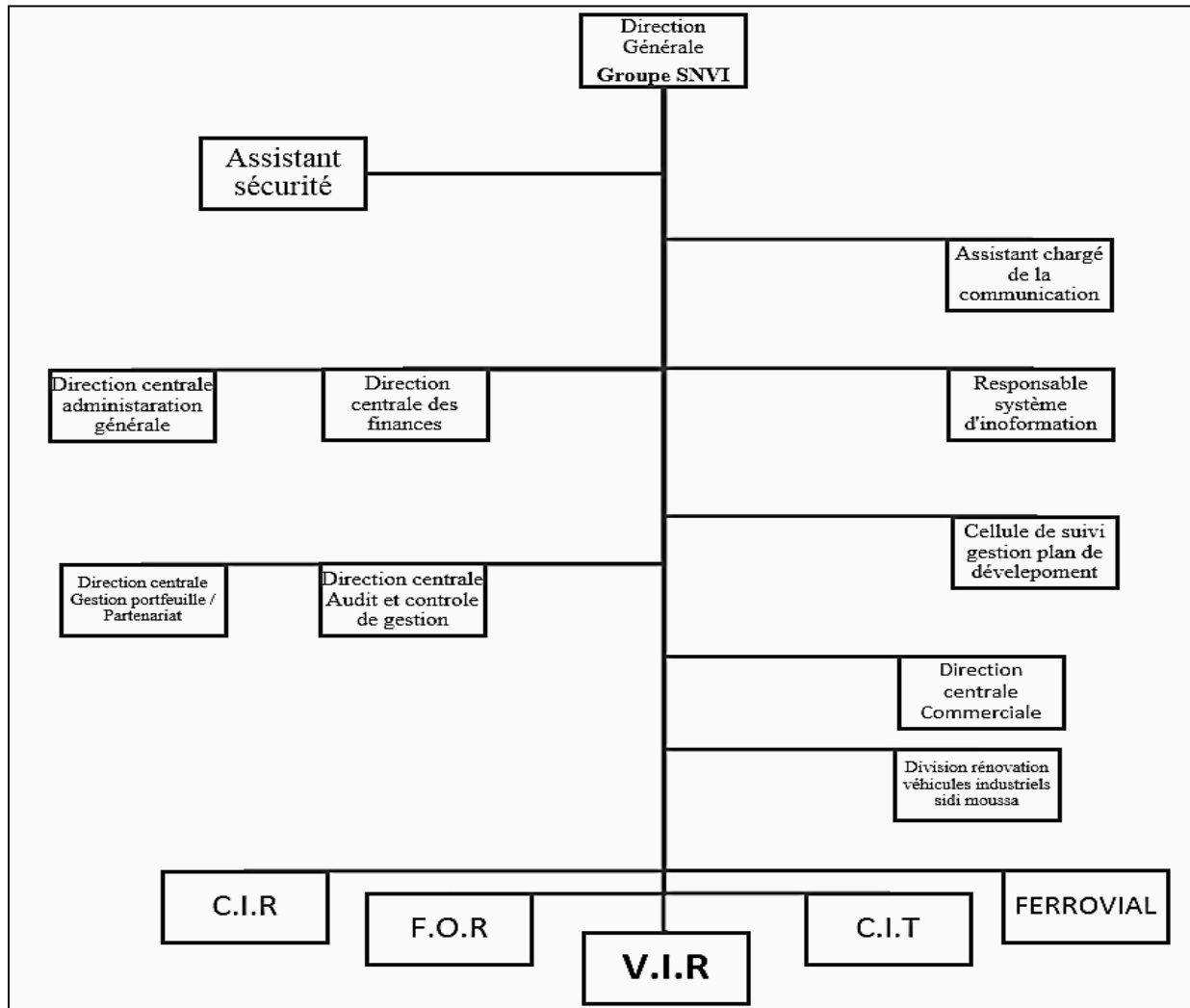


Figure I.9 - Organigramme du complexe SNVI

I.4. Filiales de la SNVI

Le Groupe SNVI est constitué ainsi de cinq (05) Filiales de production :

- Filiale Fonderie de Rouïba(FR).
- Filiale Véhicules Industriels de Rouïba (VIR).
- Filiale Carrosseries Industrielles de Rouïba (CIR).
- Filiale Carrosseries Industrielles de Tiaret(CIT).
- Filiale Constructions de Matériels et Equipements Ferroviaires « FERROVIAL » d'Annaba.

Et d'une Société mère composée de :

- Directions Centrales et direction Centrale Commerciale et son réseau.

- Division Rénovation Véhicules Industriels (DRVI) à Sidi-Moussa.

I.4.1. Nombre d'effectifs des Filiales SNVI

D'après les statistiques de l'année 2018, Le groupe SNVI compte 6 928 agents inscrits répartis par structure comme suit :

Tableau 1 : Effectif du complexe SNVI année 2018

Filiales	Numbers
▪ Filiale Véhicules Industriels de Rouïba - VIR-	2 793
▪ Filiale Carrosseries Industrielles de Rouïba – CIR-	898
▪ Filiale Fonderies de Rouïba – FOR-	885
▪ Filiale Carrosseries Industrielles de Tiaret – CIT-	496
▪ Filiale Constructions de Matériels et Equipements Ferroviaires « FERROVIAL » d'Annaba.	470
▪ Direction Centrale Commerciale et son réseau	1 328
▪ Division Rénovation Véhicules Industriels – Sidi Moussa	397
▪ Siège	127

I.5. Division de la rénovation des véhicules industriels (DRVI) :

I.5.1 historique et apparition

A- historiques :

Durant la guerre révolutionne, le gouvernement français à énumérer le 02 juin 1957 l'usine BERLIET (usine de montage de véhicules lourds à Rouïba)

Le montage de la première voiture était le 15.10.1958, après l'indépendance en 1964 l'Algérie à acheter 40 % de cette usine, et par but de perfectionner le secteur industriel en 1967 le gouvernement algérien a construit la société des machines mécaniques SONACOME selon l'article " 67150 " .

Du (1970 – 1973) le gouvernement a investi 2.5 milliards de dinars pour construire sept (7) complexe industrielle.

Le 12 décembre 1981 l'organisme du SONACOME, a été réglait en revanche, on à la naissance de la société nationale de véhicule industrielle : SNVI

B- L'apparition de la division SNVI/ DRVI :

L'unité SNVI est apparue le 04 janvier 1985 à Sidi Moussa Wilaya de d'Alger

SNVI a appartenu à la société de construction : CER/ DNC.

I.5.2. Définition de La division S.N.V.I /DRVI :

Elle se situe à Sidi Moussa à 30Km d'Alger elle a une surface de 14 hectares dont 1,68h est utilisée pour les opérations du renouvellement, maintenance, réparation et la sélection au secteur industrielle commercial, étatique, elle comprend :

- Trois dépôts productifs qui sont pour le renouvellement des véhicules.
- un dépôt utilisé pour la production
- un dépôt utilisé uniquement pour les pièces détachées des véhicules qui concerne la société
- une station de nettoyage
- un département théorique administratif
- autres sections intérieures, comme : section des soins sanitaires

I.5.3. les missions de la division sont :

- Renouvellement des véhicules aux clients. Exemple : ministère de la défense nationale la gendarmerie, la protection civile, et autres clients civils, comme les commerçants etc.
- On remarque que l'unité fait son entretien à deux façons :
Soit par un contrat entre l'unité et ses clients, en effet la durée et les quantités des matières utilisées pour le renouvellement, soit à un prix précis, soit par l'accès direct des clients c'est à dire c'est les clients soit même fait l'antérieur avec l'unité
- L'unité reçoit plusieurs genres de voitures tel que : MAGIRUS M210. M120. M230. K66. AUTO CAR.
Enfin, l'unité a un caractère commercial très important :
- Elle fait la rechange des vieux moteurs, par des moteurs neufs, en rechange le client paie seulement la différence du prix.
- Atteindre le plus grand nombre des travaux des véhicules renouvelés
- Utiliser des moyens scientifiques et techniques.
- L'assurance des services après-vente.
- Manipuler les prix des frais.
- La concurrence extérieure, et la garantie de l'existence sur le marché.

• Les ressources de la division :

SNVI a besoin de sources financières, humaines et matérielles. Afin d'exercer ces activités tranquillement.

• les ressources financières :

C'est à dire l'argent qu'elle a tel que le coffre, les documents commerciaux.

✓ l'unité SNVI soutenue financièrement par la société mère.

• les ressources humaines :

✓ C'est les mains d'œuvre qui travaillent à l'unité, et le nombre est de 397 travailleurs il y a ceux

qui sont noués et les contractuelles, sont interpellés au moment de besoin.

- **Les sources matières :**

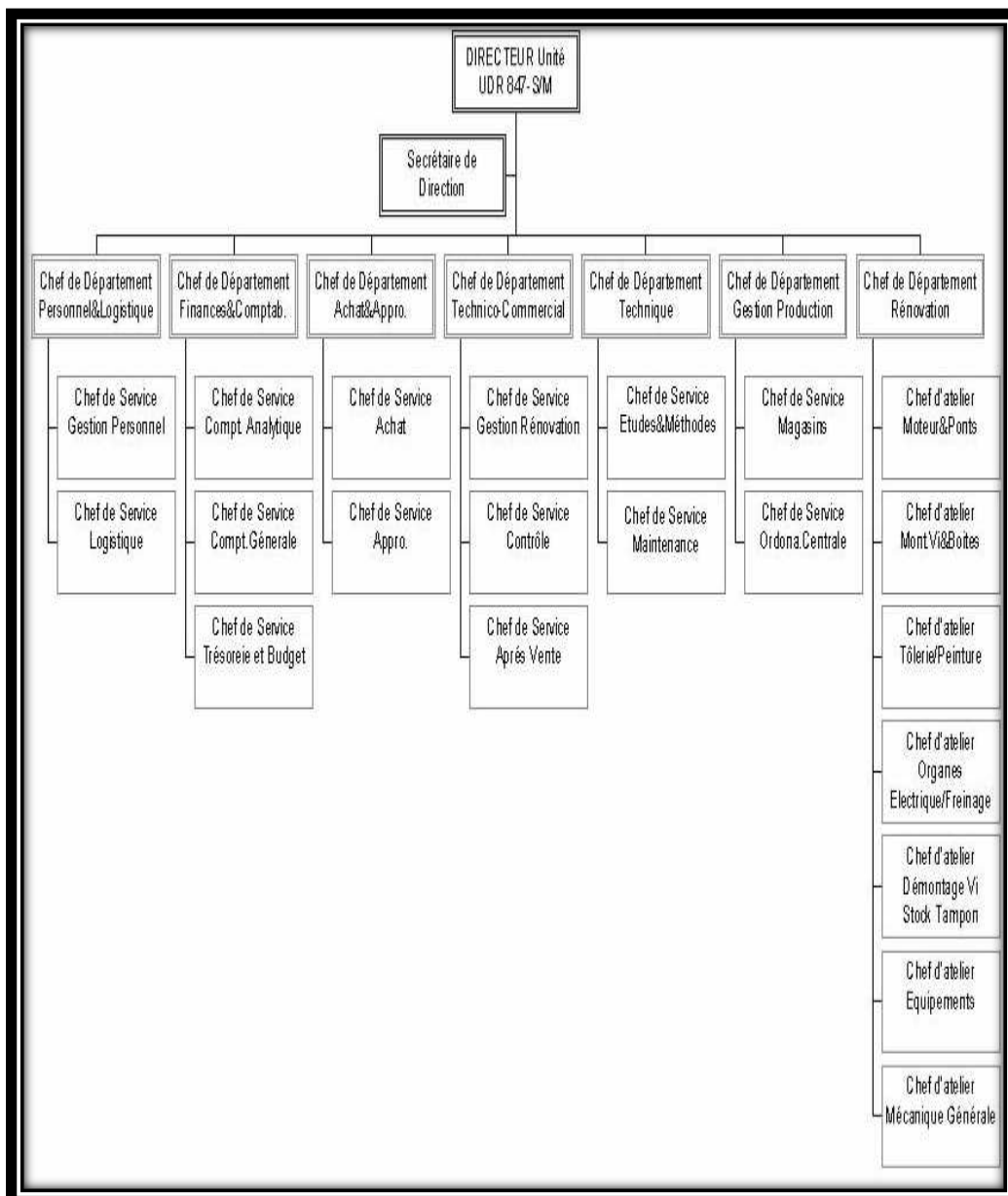
Elle contient les actes administratif, autre pour le renouvellement [en ateliers du travail, dépôt, local de l'administration ...], autre est social comme [les restaurants, section de soins...] en ajoutant des machines.

Remarque :

D'après la balance général de l'année 2001, le pourcentage des consommations, et des partenaires est à 90% des affaires utilisés, des éléments des bureaux et autres...

Ce qui veut dire, que ce partenariat est enceint, et que l'unité besoin d'éther renouvelé pour qu'elle puisse continue ses activités.

I.5.4. Organigramme De La Division :



.Départements De La Division :

✓ **Département Technico Commercial :**

➤ **service gestion rénovation :**

Assure la gestion des produit rénovés par l'unité (véhicules industrielles de la Gamme nationale et ceux importes par l'entreprise.)

➤ **service après vente :**

Effectue les contrôles techniques des véhicules avant leur mise en circulation.

Assure le soutien et l'assistance technique de la garantie en clientèle, dans le cadre

De l'après vente, pour les véhicules rénovés et organes (moteurs rénovés en échange standard).

➤ **service contrôle et livraison :**

Effectue le contrôle final du produit notamment la remise à niveau technique

Du produit avant sa mise a la disposition du client s'assure de la performance du produit

Pour tout des aspects (mécanique, électriques ou autres).

Au sein de ces services, j'ai participé à l'enregistrement, que ce soit les produits

À rénover ou des produits vendus en échange standard ainsi qu'a la facturation de ces produits.

✓ **Département Personnel Et Logistique :**

Ce département se compose comme suit :

➤ **section paie :**

Traitement de la paie.

Rappels.

Indemnités de retraite.

Traitement dossiers retraites.

Enregistrement des rubriques paies notamment les (absences, les primes etc. ...)

➤ **Gestion Du Personnel :**

Préparation de la paie.

L'enregistrement de travailleur.

Assure la formation.

Le pointage et l'enregistrement des absences.

Fournit à l'unité les ressources humaines optimales pour la réalisation d'actions,

Conformément aux règles et dispositions en matière du personnel et du statut général de travail.

➤ **Section Social :**

Assure le traitement des dossiers du secteur sociaux professionnels.

Assure les réclamations de chaque employeur, et se charge des donnes retraite.

➤ **Service moyens Généraux:**

Est chargé d'assurer la logistique pour le bon fonctionnement de la division

- transport, le nettoyage, le téléphone
- la cantine.....

Au sein de ce département, nous avons 'assisté avec les gestionnaires dans les différentes opérations relatives à la paie à savoir :

L'édition des états de préparation de la saisie de la paie.

L'édition des états de contrôles de paie.

Saisie des rubriques de pie pour le personnel.

Edition des états de contrôle des prêts sociaux.

Edition de états de paie (bulletin de paie, masse salariale, états de virement)

✓ **Département Technique**

Ce département est chargé d'élaborer le programme de rénovation dans les meilleures conditions

Prix, délais, moyens, organisation et qualité.

Définit les besoins en moyens correspondants au plan de charge.

Ce département est aussi charge de :

L ' ELABORATION DES NOMOCLATURES DES PIECES DE RECHANGES

L ' ELABORATION DES GAMMES OPERATIONS POUR C. V. I

- Gamme démontage
- Gamme montage
- Gamme rénovation organe

- l'analyse les méthodes de travail.
- la détermination des temps alloués fabrication / rénovation

✓ **Département Gestion Industriel**

La gestion industrielle concerne la gestion de production d'une entreprise industrielle ainsi que les fonctions qui y sont attachées : maintenance, logistique, production, respect des délais, performance, qualité des produits, etc.

Quelle que soit sa taille et son cœur de métier, la gestion industrielle est une fonction primordiale pour toute entreprise industrielle. C'est sur elle que se base tout le développement stratégique de l'entreprise. Sa performance et sa rentabilité en dépendent. La gestion industrielle concerne donc toutes les entreprises industrielles et artisanales, petites et moyennes entreprises.

➤ **Missions**

Définir et mettre en œuvre la stratégie industrielle afin d'assurer la mise à disposition des produits du site dans le respect de la réglementation et de la qualité, des coûts et des délais prévus.

➤ **Activités principales**

- Conception, organisation et mise en place des actions nécessaires à l'activité du site industriel
- Gestion de l'équilibre économique du site industriel
- Définition de la politique hygiène et sécurité et environnement et contrôle de son application
- Représentation de l'entreprise auprès des parties prenantes notamment auprès des autorités de tutelle (DRIRE, URSAFF...) et autres administrations (AFSSAPS...)
- Définition, mise en œuvre et coordination de la stratégie de production avec tous les services associés

- Arbitrage et réallocation des moyens / ressources (humains, financiers, délais, matériels...) en fonction des résultats et de la stratégie
- Définition et gestion du budget du site
- Coordination des différentes activités et services du site industriel
- Relations professionnelles avec l'environnement local (communes, préfet...)
- Gestion des relations sociales sur le site industriel (CE, CHSCT...)
- Réponse aux audits qualité et aux questions de l'administration

➤ **Compétences**

- Définir des priorités d'action et d'allocation de moyens / ressources / délais
- Négocier en interne sur la stratégie industrielle et l'allocation de moyens / ressources
- Développer et entretenir des relations professionnelles dans la région et avec les autorités de tutelle
- Animer le conseil de direction et motiver les équipes
- Gérer les relations sociales sur le site industriel

- Mobiliser les équipes autour d'un projet fédérateur
- Anticiper et interpréter les évolutions de l'environnement industriel et les opportunités
- Evaluer l'application de la réglementation, des procédures et/ou des règles d'hygiène et sécurité et proposer des améliorations
- Définir des budgets prévisionnels et des retours sur investissements
- Négocier avec les administrations

✓ **Département Production**

Le département production a pour mission la remise à niveau technique de :

L'ensemble des composants du véhicule ou organes afin de procéder à son remontage

Sur le véhicule et ceci moyennant des apports pièces de rechange ou organes (neufs ou rénovés)

Ce département est scindé en atelier il se compose comme suit :

- Atelier organes mécanique
- Atelier tôlerie et peinture
- Atelier carrosserie et usinage
- Atelier montage et finition

✓ **Approvisionnements Et Achats**

Le département achats /approvisionnement à pour rôle de répondre aux besoins en moyens (pièces de rechange ou matière) exprimés par la gestion afin de les mettre à la disposition de la production.

- Prospecte les fournisseurs
- Fait des consultations auprès de fournisseurs pour l'élaboration du tableau comparatif des commandes.
- Suit les opérations de dédouanement.
- Suit les dossiers bancaires relatif à la fourniture commande

Au sein de ce département, nous avons participé à la saisie les listings de pièces élaborées pour les consultations fournisseurs.

- Manipulation de fichiers se trouvant sur la base de donnée commerciale et les exploiter avec Excel pour la confection d'un fichier de consultation (Fichier Article).
- Edition des listings de consultation.
- Manipulation de ce fichier pour la sélection du fournisseur (tableau comparatif des offres).

✓ **Département Finances Et Comptabilité :**

C'est un mémoire qui reflète la véritable situation de la division, auquel nous avons passé une durée de deux mois afin de pouvoir la décortiquer :

➤ **Définition du D.F.C :**

Le département de finance et de comptabilité est un élément très important dans l'unité, il est considéré comme un contrôleur officiel pour la situation financière vis à vis les collectivités du gouvernement et la société mère (SNVI).

Son rôle est d'inscrire toutes les opérations qui gèrent l'activité de l'unité comme : L'entrée et la sortie de la première matière produite et sa distribution, et pour faciliter le contrôle dans toute l'unité, il faut impérativement utiliser les documents officiels.

➤ **Le rôle du D.F.C :**

- 1- Accomplir les calculs et faire l'inscription à toutes les opérations d'une façon correcte et qu'elle facilite le contrôle.
- 2- L'étude de la situation financière de l'unité
- 3- Connaître la capacité financière de la division.
- 4- Connaître ses droits envers les autres.
- 5- Evaluer les travaux selon les spécialités et préciser les responsabilités.

II.2.Généralités sur la transmission

II.2.1. Définition :

Le système de transmission comprend l'ensemble des mécanismes situés entre le moteur et les roues motrices

II.2.1.1.Les véhicules à deux roues motrices :

La grande majorité des véhicules qui circulent dans les rues ont seulement deux roues motrices, qui peuvent être les roues avant ou arrière. Les modèles avec deux roues motrices ont une moins bonne adhérence à la route, ce qui implique une plus grande difficulté pour maintenir la direction et le contrôle du volant, surtout dans des conditions extrêmes : en cas de verglas, de neige ou de pluie. Cependant, malgré ces inconvénients, les voitures à deux roues motrices possèdent deux avantages majeurs : ils consomment moins de carburant et leur prix de vente est plus accessible.



Figure II.1: véhicule à deux roues motrices.

II.2.1.2.Les véhicules à quatre roues motrices :

Les véhicules à quatre roues motrices, également appelées 4x4, garantissent une excellente adhérence sur la route.

L'expression 4x4 désigne un véhicule tout-terrain, c'est-à-dire capable de rouler sur des sols et de franchir des obstacles qui auraient bloqué la plupart des automobiles 4x2.

Le second chiffre 4 fait référence au nombre de roues motrices présentes, ce sont toutes les quatre roues qui supportent le poids du véhicule et, en même temps, le font avancer.



Figure II.2 : véhicule à quatre roues motrices.

II.2.1.3. Les transmissions automobiles

Plusieurs types de transmissions peuvent équiper les véhicules suivant qu'ils soient à propulsion, traction ou même 4 roues motrices. La figure 1.1 illustre les différentes transmissions que l'on peut retrouver sur un véhicule.

Dans ce travail nous nous sommes concentrés sur la modélisation des transmissions transversales. Les technologies de joint homocinétique employées pour les transmissions longitudinales étant de plus en plus similaires à celles des joints de transmissions transversales, les résultats de nos modélisations pourront tout à fait être transposés aux transmissions longitudinales. Pour la suite de ce mémoire, le terme « transmissions automobiles » désignera donc les « transmissions transversales ».

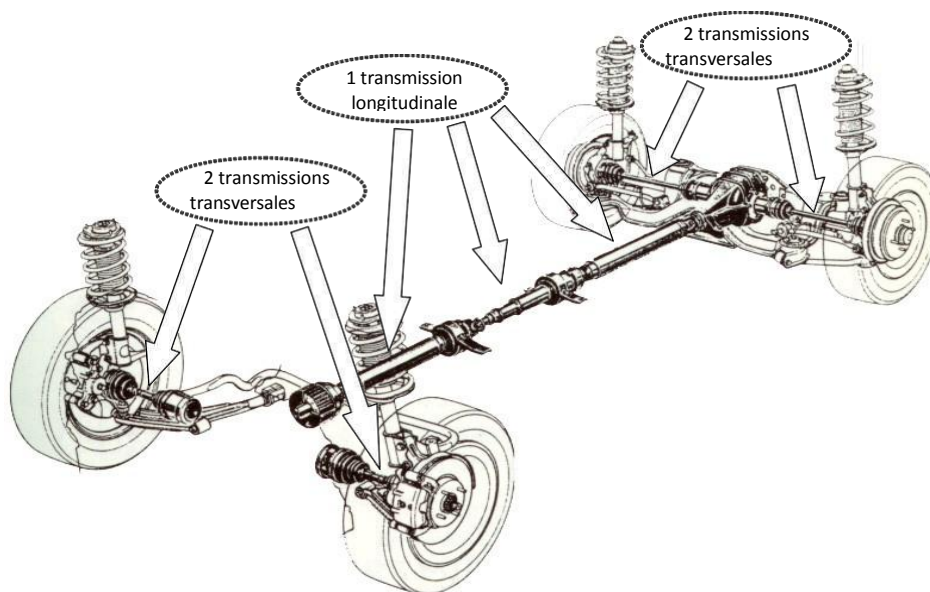


Figure II.3 : Ensemble des transmissions pouvant équiper un véhicule

II.2.1.4. La transmission transversale

Une transmission transversale est constituée de deux joints dits homocinétiques reliés entre eux par un arbre de liaison et transmet la puissance mécanique depuis la sortie de la boîte de vitesses jusqu'à la roue (voir figure 1.2). Dans le cas général les axes entre lesquels la puissance doit être transmise ne sont pas alignés. Leurs positions relatives varient en fonction des mouvements de la caisse (roulis, tangage et pompage) et du braquage des roues. Aujourd'hui une transmission classique est composée d'un joint coulissant côté boîte de vitesses qui permet les débattements des suspensions et d'un joint fixe côté roue qui permet le braquage de celle-ci.

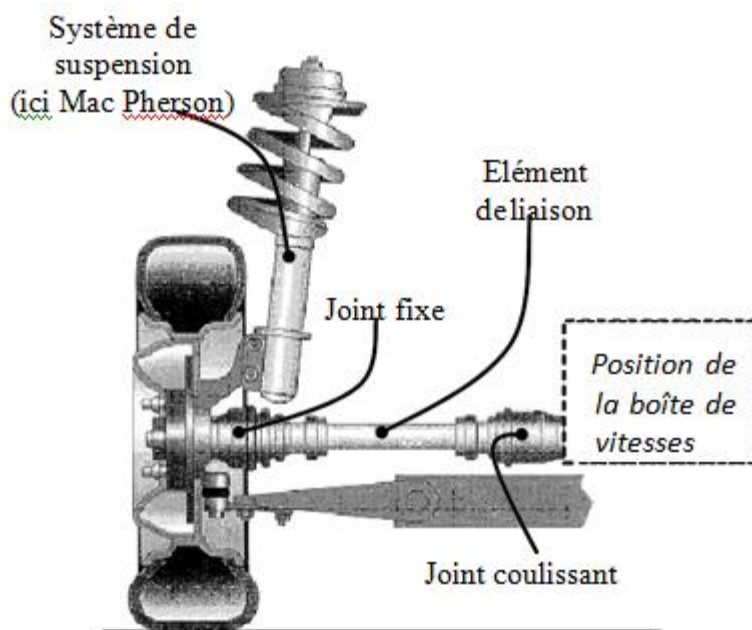


Figure II.4: Représentation d'une transmission automobile dans son environnement

II.2.1.5. Les deux grandes familles de joints de transmissions automobiles

Comme indiqué précédemment on peut distinguer deux grandes familles de joint employées dans les transmissions automobiles. Nous avons d'un côté les joints fixes qui assurent le braquage des roues et d'un autre côté les joints coulissants qui permettent le débattement des suspensions. Ces deux familles de joints assurent donc deux fonctions bien distinctes et peuvent être assimilées aux liaisons cinématiques parfaites simplifiées que sont les liaisons de type rotule à doigt pour les joints fixes et les liaisons de type linéaire annulaire à doigt pour les joints coulissants comme illustré sur la figure 1.3.

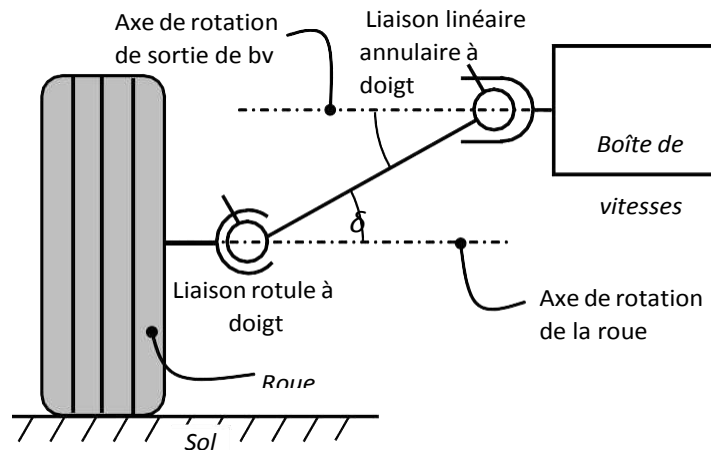


Figure II.5 : Représentation symbolique d'une transmission automobile dans son Environnement, sous angle de brisure δ

Ces deux familles de joints de transmissions automobiles peuvent être subdivisées en plusieurs sous-familles. En effet les technologies de joints homocinétiques sont diverses et variées. On retrouve notamment les joints de type Cardan, tracta, Weiss, Rzeppa (ou à billes), tripode et autres. Dans son ouvrage [1], *Esnault* propose et présente une liste exhaustive de ces différentes technologies de joints d'accouplement. Ici, dans cette étude nous nous sommes focalisés sur les deux technologies de joints les plus employées aujourd'hui dans les transmissions automobiles. Il s'agit du joint fixe à billes côté roue et du joint tripode coulissant côté boîte (voir figure 1.4

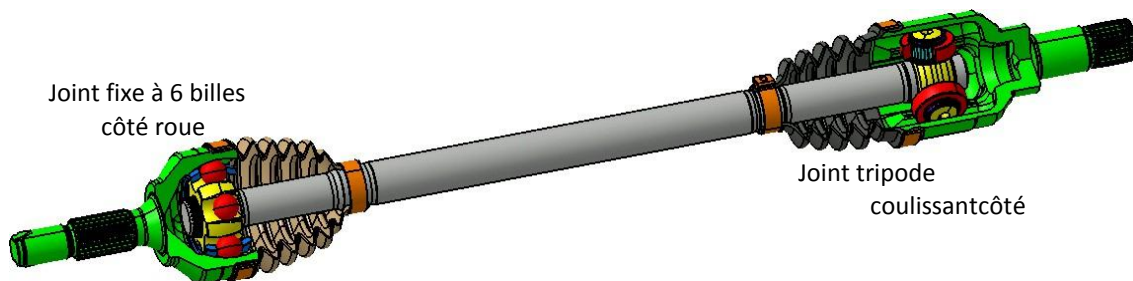
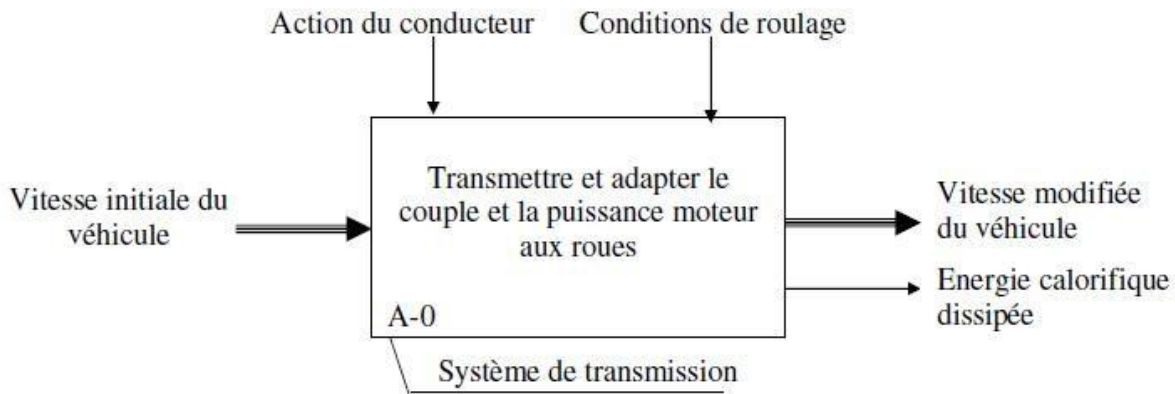


Figure II.6 : Transmission équipée des deux technologies de joints étudiés

II.2.2. Fonction globale



II.2.3. Les types de transmission

TRANSMISSION " INTEGRALE"	TRANSMISSION « CLASSIQUE »
- L'embrayage	- L'embrayage
- La boite de vitesses	- La boite de vitesses
- Le renvoi d'angle ou pont ou différentiel	- Le renvoi d'angle ou pont ou différentiel
- Les arbres de transmission	- Les arbres de transmission
- Les roues motrices	- Les roues motrices
- La boite de transfert	

Tableau 3: Les types de transmissions

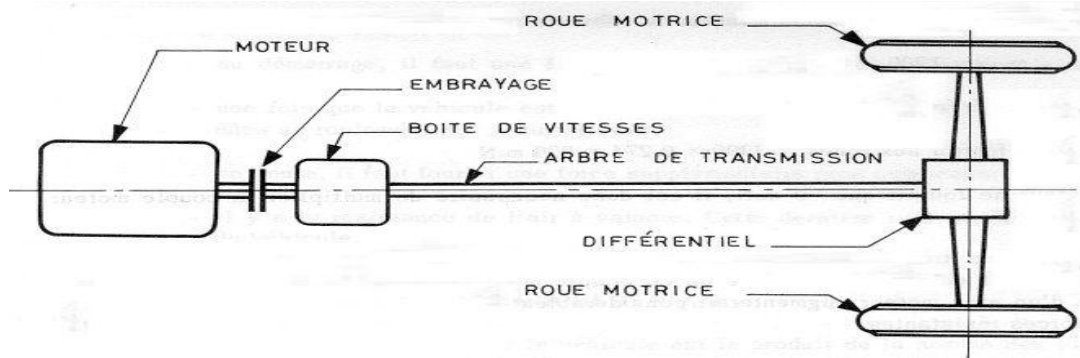


Figure. II.7 : Transmission « SIMPLE »

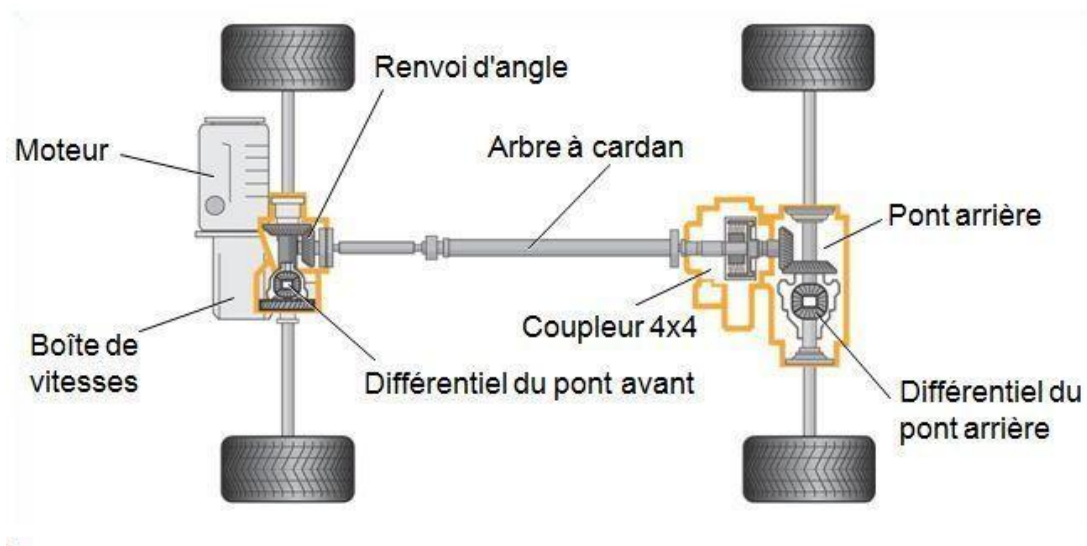


Figure II.8 : Transmission « INTEGRALE »

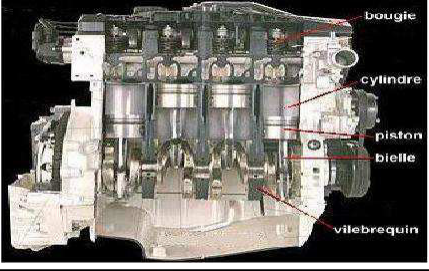



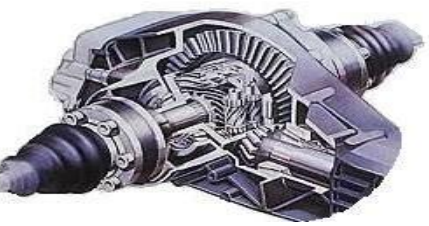
II.2.4.Éléments de transmission:

Le système de transmission doit être capable de:

- transmettre la puissance du moteur aux roues motrices
- distribuer la puissance aux roues quelque soient leur différence de vitesse
- adapter la puissance motrice à l'évolution souhaitée du véhicule

Pour répondre à ses exigences, le système de transmission comprend les éléments

suivant :

 <p>Moteur</p>	<p>Il transforme l'énergie chimique présente dans le carburant et l'air en énergie mécanique</p>
 <p>Embrayage</p>	<p>Il permet d'accoupler ou désaccoupler le moteur de la transmission, il permet aussi en phase de patinage la mise en mouvement du véhicule</p>
 <p>Boite de vitesse</p>	<p>Elle permet d'adapter le couple moteur au couple résistant (air, pente, roulement, charge).</p>
 <p>Arbre de transmission</p>	<p>Il transmet le mouvement de la boîte de vitesse au pont différentiel.</p>
 <p>Pont différentiel</p>	<ul style="list-style-type: none"> Il transforme le mouvement de rotation selon l'axe moteur /boîte en mouvement de rotation selon l'axe de l'essieu. Il permet aussi d'obtenir une vitesse de roue droite/gauche différente afin d'éviter le ripage en virage.

II.2.5. Les différents modes de transmissions mécaniques :

La transmission est la communication du mouvement d'un organe à un autre. Il existe principaux modes de transmissions mécaniques qui sont :



Figure II.9 : Transmissions par engrenages

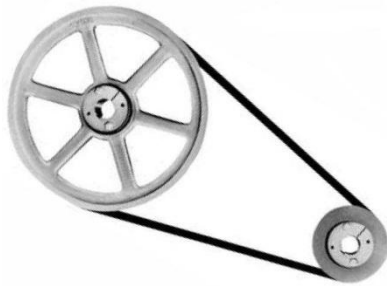


Figure II.10 : Transmissions par poulie courroie



figure II.11 : transmissions par chaînes

II.3.1. Définition d'un engrenage

Un **ENGRENAGE** est un mécanisme constitué de deux roues dentées, chacune étant en rotation autour d'un axe, les deux axes restant fixes l'un par rapport à l'autre, de sorte qu'une des roues entraîne l'autre, par action de dents successivement en contact.

Pignon : la plus petite des deux roues dentées

Roue : la plus grande des deux roues dentées

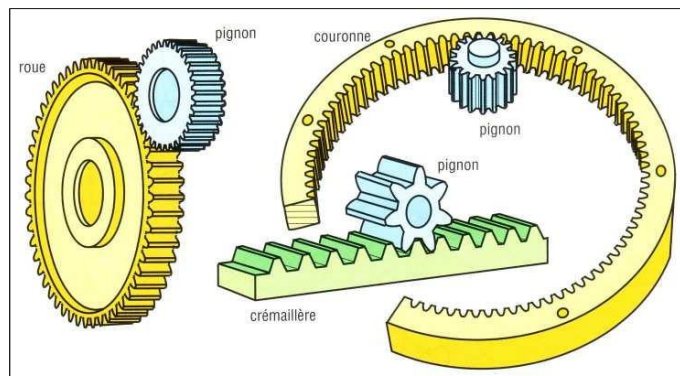


Figure II.12 : Roue et pignon dans les engrenages.

II.3.2. Avantages et inconvénients des engrenages

On peut voir les avantages et les inconvénients des engrenages dans le tableau suivant :

Tableau 4 : Avantages et inconvénients des engrenages.

AVANTAGES	INCONVÉNIENTS
<ul style="list-style-type: none"> • Transmission de puissances élevées sous fréquences de rotation élevées. • Transmission à rapport rigoureusement constante (transmission synchrone). • Transmission parfaitement homocinétique. • Possibilités de transmissions entre plusieurs arbres. • Bon rendement général, suivant classe de qualité. • Durée de vie important. 	<ul style="list-style-type: none"> • Nécessité d'un entraxe précis et constant. • Niveau sonore variable suivant type d'engrenage. • Transmission des à-coups et vibrations. • Nécessité d'une lubrification, souvent par fluide. • Réversibilité possible suivant type d'engrenage. • Coût très variable suivant type d'engrenage et classe de qualité.

- | | |
|--|--|
| <ul style="list-style-type: none">• Bonne fiabilité. | |
|--|--|

II.3.3. LES TYPES D'ENGRENAGES

Selon la disposition de leurs axes, les engrenages peuvent être classés comme suit :

- ❖ **Engrenages à axes parallèles (engrenages cylindriques) :** dentures cylindriques droites ou hélicoïdales. Pour ces types, le profil de denture est presque exclusivement en développante de cercle (**Figure II.13**). cependant, on rencontre d'autres profils pour les dentures droites : à arc de cercle (roue à chaîne) (**Figure II.14**), en épicycloïde, en hypocycloïde (compresseur Root)

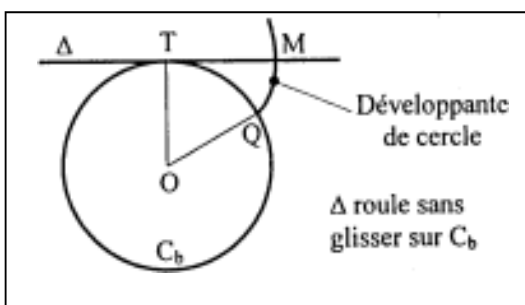


Figure II.13: Profil en développante de cercle.

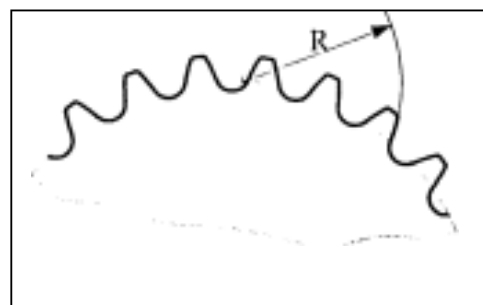


Figure II.14: Profil à arc de cercle.

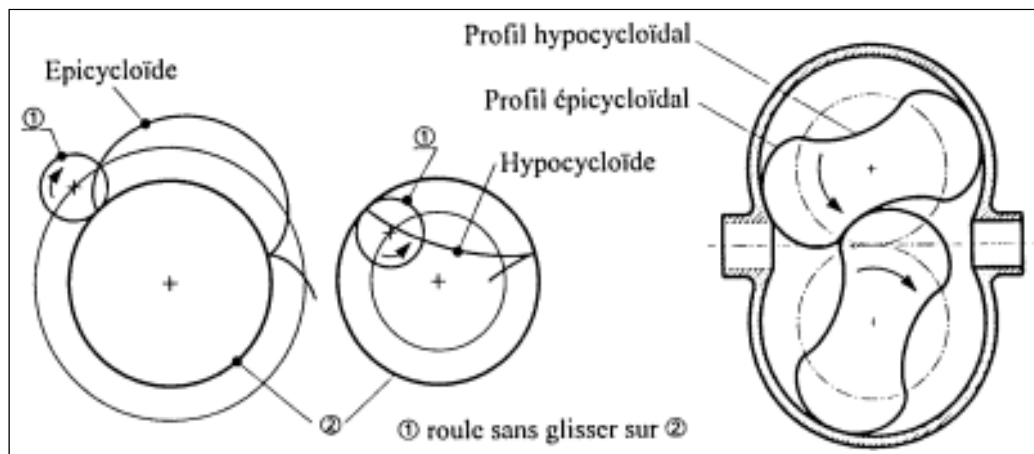


Figure II.15: Epicycloïde, Hypocycloïde, Compresseur Root.

- ❖ **Engrenages à axes concourants (engrenages coniques) :** engrenages coniques droits, hélicoïdaux et spiro-coniques. Pour les deux premiers types, le profil de denture est en développante sphérique (denture théorique) ou en octoïde de 1ère ou 2ème espèce (denture pratique). Pour les engrenages spiro-coniques, le profil de denture est défini à partir de la roue plate génératrice dont le profil de denture est un arc de cercle pour la denture Gleason,

une développante de cercle pour la denture Klingelnberg, une épicycloïde allongée pour la denture Oerlikon (figure II.16) [2].

❖ **Engrenages à axes orthogonaux :**

- Engrenages gauches hélicoïdaux : les dentures sont à développante de cercle (théoriquement, des hyperboloïdes de révolution).
- Engrenages à roue et vis sans fin : la surface de denture est engendrée par un outil matérialisant la vis conjuguée (taillage suivant la méthode des enveloppes). La vis peut être à filet trapézoïdal, à filet engendré par un tronç de cône de révolution, à filet en hélicoïde développable.

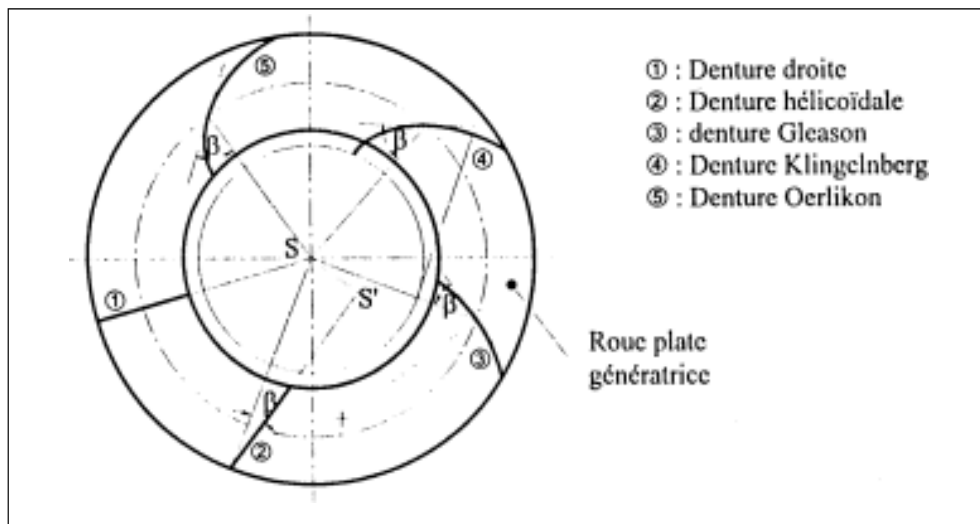


Figure II.16: Types de dentures coniques.

II.3.3.1. Les engrenages à axes parallèles (engrenages cylindriques)

II.3.3.1.1. Engrenage cylindrique à denture droite

La génératrice de forme des dents est une droite parallèle à l'axe de rotation. C'est le type de denture le plus courant. Il est utilisé dans toutes les applications de mécanique générale. C'est ce système qui permet de transmettre le maximum d'effort. Son principal défaut est d'être bruyant. On remarquera que les roues tournent (par rapport au support) en sens opposé l'une de l'autre.

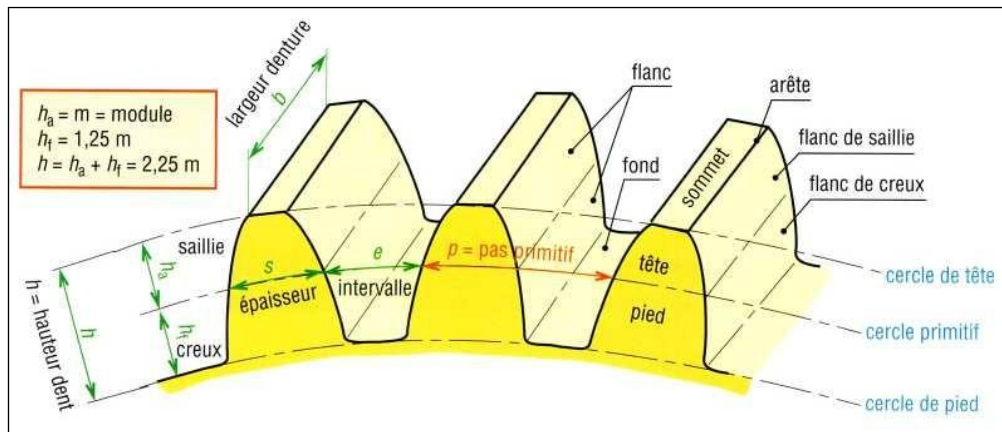


Figure II.17: Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture droite extérieur.

Tableau 5 : Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture droite extérieur.

Désignation	Symbole	Valeur
Module		déterminé par un calcul de résistance des matériaux
Nombre de dents		nombre entier positif lié aux conditions de fonctionnement et de fabrication
Pas		
Saillie de la dent	h_a	$h_a = m$
Creux de la dent	h_f	$h_f = 1,25 m$
Hauteur de la dent	h	$h = 2,25 m$
Largeur de denture	b	$b = k m$ (k compris entre 8 et 10, souvent 10)
Diamètre primitif		
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2 h_a = m (Z + 2)$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2 h_f = m (Z - 2,5)$
Entraxe de l'engrenage		
Angle de pression	α	Généralement $\alpha = 20^\circ$

II.3.3.1.2. Engrenage cylindrique à denture hélicoïdale

La génératrice de forme des dents est une ligne hélicoïdale de même axe que l'axe de rotation. Ce type de denture présente l'avantage d'être plus silencieux que la denture droite, en créant moins de vibrations. Les dentures hélicoïdales permettent également d'augmenter la conduite de la transmission, en faisant en sorte que le nombre de dents simultanément en contact devienne constant, ce qui permet de transmettre des efforts plus importants et surtout d'atténuer les vibrations et les bruits. En contrepartie ce type de denture engendre un effort axial dont l'intensité dépend de l'angle d'inclinaison de denture. Les roulements ou les paliers doivent être dimensionnés pour reprendre cet effort.

Pour les engrenages à axes parallèles, les hélices sont obligatoirement de sens contraires pour que les dentures puissent engrener, sauf dans le cas très particulier de l'engrenage paradoxale

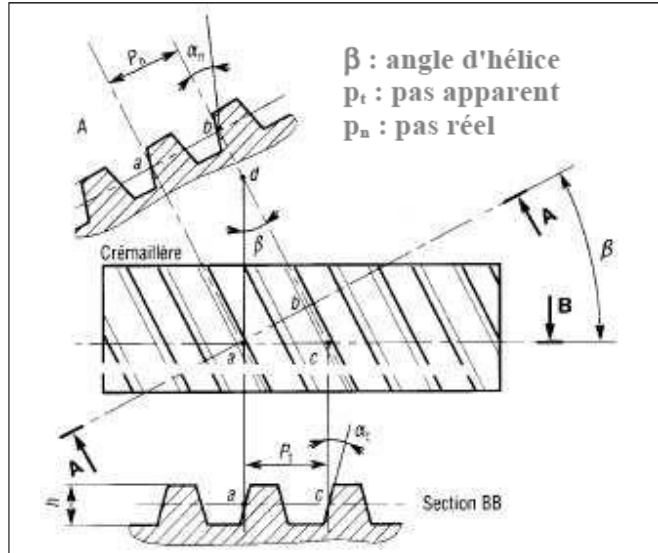


Figure II.18: Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture hélicoïdale.

Tableau 6 : Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture hélicoïdale.

Désignation	Symbole	Valeur
Angle d'hélice		Valeur comprise entre 15° et 30°
Sens de l'hélice		Si le pignon à une hélice à gauche, la roue aura une hélice à droite
Nombre de dents	Z	Nombre entier positif lié aux conditions de fonctionnement et de fabrication
Module réel	m_n	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux et choisi parmi les valeurs normalisées
Pas réel	p_n	$p_n = \pi \cdot m_n$
Module apparent	m_t	$m_t = m_n / \cos \beta$
Pas apparent	p_t	$p_t = \pi \cdot m_t$
Diamètre primitif		
Entraxe de l'engrenage		
Angle de pression		Généralement, $\alpha = 20^\circ$

II.3.3.2. Engrenage à axes concourants (engrenage conique)

C'est un groupe important utilisé pour transmettre un mouvement entre deux axes non parallèles dont les axes sont concourants (figure I-10). Les axes à 90° sont les plus courants.

Les surfaces primitives ne sont plus des cylindres mais des cônes (cônes primitifs). Les cônes sont tangents sur une ligne MM' et leur sommet commun est le point S. c'est aussi le point d'intersection des axes de rotation des 2 roues.

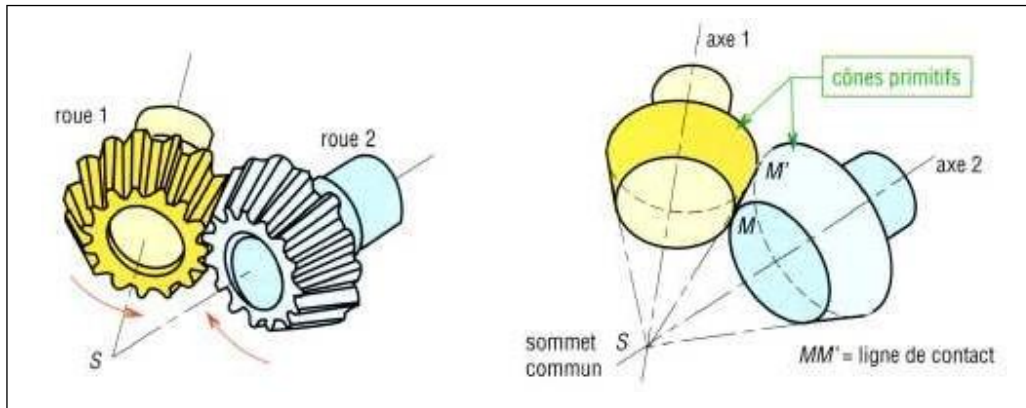


Figure II.19: Caractéristiques d'engrenage à axes concourants (conique à denture droite).

Tableau 7: Caractéristiques d'engrenage à axes concourants (conique à denture droite).

Désignation	Symbole	Valeur
Module	m	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux
Nombre de dents	Z	Nombre entier positif lié aux conditions de fonctionnement et de fabrication
Pas	p	$p = \pi \cdot m$
Angle entre les arbres	Σ	fonction de l'architecture du système
Rapport de transmission	i	$i = N_1 / N_2 = \omega_1 / \omega_2 = Z_2 / Z_1 = d_2 / d_1$
Diamètre primitif	d	$d = m \cdot Z$
Angle primitif	δ	$\tan \delta_1 = Z_1/Z_2 = N_2/N_1$ $\tan \delta_2 = Z_2/Z_1 = N_1/N_2$
Saillie de la dent	h_a	$h_a = m$
Creux de la dent	h_f	$h_f = 1,25 m$
Hauteur de la dent	h	$h = 2,25 m$
Épaisseur de la dent	s	$s = p / 2 = \pi \cdot m / 2$
Intervalle de la dent	e	$e = p / 2 = \pi \cdot m / 2$
Largeur de denture	b	$b = k m$ (k compris entre 8 et 10, souvent 10)
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2 h_a \cdot \cos \delta = m (Z + 2 \cos \delta)$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2 h_f \cdot \cos \delta = m (Z - 2,5 \cos \delta)$
Angle de pression	α	Généralement, $\alpha = 20^\circ$
Etc		

II.3.3.3. Engrenage gauche (système roue et vis sans fin)

Un engrenage à vis est un engrenage gauche constitué d'une vis et d'une roue à vis conjuguée. Le profil de la vis est (en général) trapézoïdal.

Dans de nombreux cas ce dispositif est irréversible, ce qui signifie que si la vis peut entraîner la roue, la roue ne peut pas, en raison des frottements, entraîner la vis. Ce cas est intéressant par exemple pour la commande d'un treuil qui ne peut pas se dérouler tout seul.

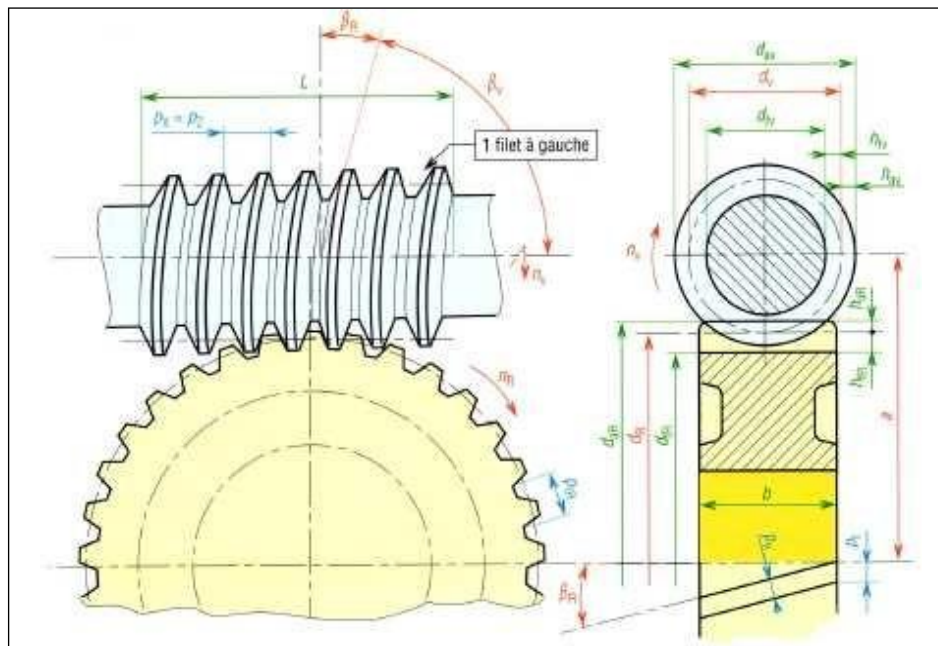


Figure II.20 : Caractéristiques d'engrenage gauche (système roue et vis sans fin).

Tableau 8 : Caractéristiques d'engrenage gauche (système roue et vis sans fin).

Désignation	Symbole	Valeur
Nombre de filets	Z_V	
Angle d'hélice	β_V	Fonction de la réversibilité de la transmission
Sens de l'hélice		
Module réel	m_n	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux
Module axial	m_x	$m_x = m_n / \cos \gamma_{vis}$
Pas réel	p_n	$p_n = \pi \cdot m_n$
Pas axial	p_x	$p_x = p_n / \cos \gamma_{vis}$
Pas de l'hélice	p_z	$p_z = p_x \cdot Z_{vis}$
Diamètre primitif	d	$d = p_z / \pi \cdot \tan \gamma_{vis}$
Diamètre extérieur	d_a	$d_a = d + 2 m_n$
Diamètre intérieur (ou du noyau)	d_f	$d_f = d - 2,5 m_n$
Longueur de la vis	L	$L = 5 p_x$ environ

II.3.3.4. Engrenage à roue crémaillère :

Le système de pignon-crémaillère est principalement utilisé pour transformer un mouvement rotatif en mouvement de translation ou le contraire. Il est constitué d'une roue dentée (Pignon) et d'une barre elle aussi dentée (**Crémaillère**). La roue dentée, en tournant, entraîne les dents de la barre qui se déplace, alors, en translation. Ce mécanisme est couramment utilisé dans les systèmes de **direction d'automobiles**.



Figure II.21 : Engrenage à roue crémaillère

II.3.4. Matériaux pour engrenage

Le choix de la matière d'œuvre d'une roue dentée doit être fait de manière à rendre possible le taillage et l'achèvement de ses dents avec la précision et l'état de surface imposés, et à assurer une résistance à la flexion suffisante pour tenir aux charges dynamiques alternatives, une résistance suffisante de la couche superficielle des dents et une tenue à l'usure élevée [3]. Les matériaux usuels dans la fabrication des engrenages sont l'acier, la fonte et les matières plastiques.

La tendance à réduire l'encombrement, à accroître les puissances transmises par un groupe et à augmenter les vitesses a déterminé une large application des roues en acier. La grande variété des nuances des aciers et la possibilité d'obtenir par traitement thermique et thermochimique des propriétés variées permettent de réaliser la combinaison la plus favorable des propriétés imposées. L'acier au carbone est le plus courant pour les charges moyennes ; sa teneur en carbone varie de 0.35 à 0.50%. Nous savons qu'une dureté élevée des surfaces actives des dents les rend moins susceptibles aux détériorations. C'est pourquoi le choix des matériaux et des traitements thermiques est guidé par la nécessité d'obtenir une dureté maximale pour le mode du taillage imposé des roues de précision requise [3].

II.4.Synthèse des transmissions par poulie courroie

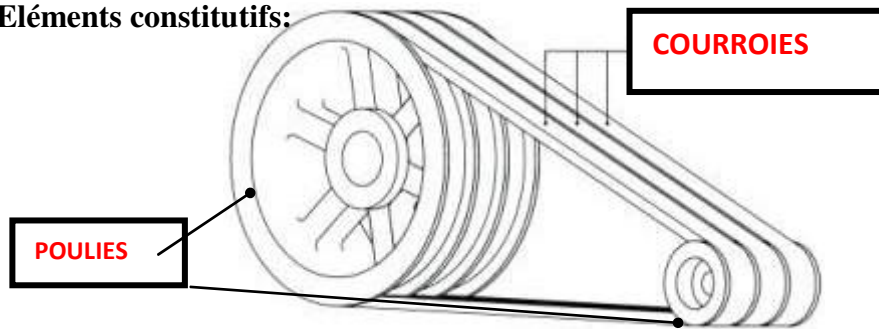
II.4.1.Fonction

:

Transmettre par **adhérence**, à l'aide d'un lien flexible « courroie », un mouvement de rotation continu entre deux arbres éloignés.

Silencieuses, elles sont surtout utilisées aux vitesses élevées avec de grands entraxes possibles entre poulies. La tension initiale des courroies est indispensable pour garantir l'adhérence et assurer la transmission du mouvement.

II.4.2.Eléments constitutifs:



II.4.3.Caractéristiques:

AVANTAGES	INCONVENIENTS
<ul style="list-style-type: none"> - Transmission silencieuse - « Grandes » vitesses de transmission (de 60 à 100 m/s pour les courroies plates) - Grand entraxe possible entre les poulies 	<ul style="list-style-type: none"> - Durée de vie limitée - Couple transmissible faible pour les courroies plates - Tension initiale de la courroie nécessaire pour garantir l'adhérence

II.4.4.Différents types de courroies

TYPES	CARACTERISTIQUES
<p>COURROIES PLATES :</p>	<ul style="list-style-type: none"> -Très silencieuses -Transmission de vitesses élevées.
<p>COURROIES TRAPEZOÏDALES</p> <p><i>Courroie POLY « V »</i></p>	<ul style="list-style-type: none"> -Puissance transmissible élevée (emploi de gorges multiples) -Courroies poly « V » très utilisées en électroménager

II.4.5. Les principaux systèmes de transmission de mouvement Les systèmes poulies / courroie :

Ce dispositif, assurant la transmission d'un mouvement de rotation à distance, renferme au minimum

2 poulies et une courroie. Une poulie est une roue portée par un axe et dont la jante est aménagée pour

recevoir une courroie. Il s'agit de transmettre un mouvement à distance. L'entraînement est réalisé par

l'adhérence de la courroie sur les poulies. Deux poulies reliées par une courroie directe ont le même

sens de rotation, deux poulies reliées par une courroie croisée ont des sens de rotation inverses. Si les

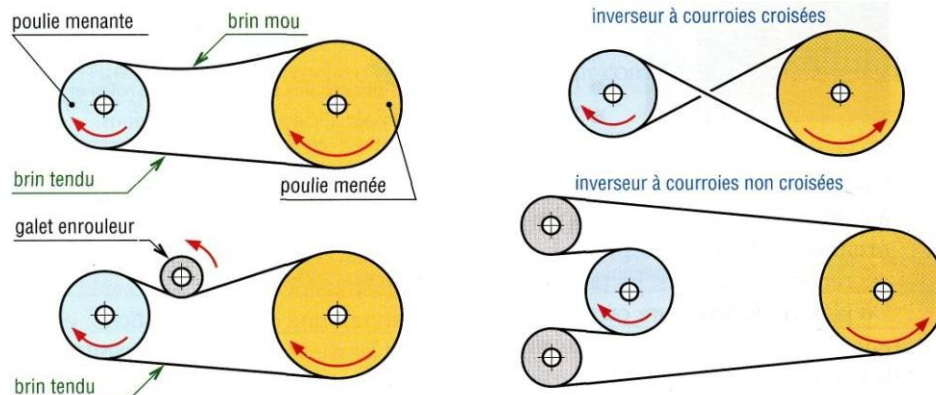
deux poulies ont le même diamètre, elles effectuent, en un temps donné, le même nombre de tours. Si

elles ont des diamètres différents, la vitesse de rotation est multipliée ou réduite

II.4.6. PRINCIPAUX TYPES DE COURROIES :

Un système à entraxe réglable ou un dispositif annexe de tension (gilet enrouleur, etc.) est souvent nécessaire pour régler la tension initiale et compenser l'allongement des courroies au cours du temps.

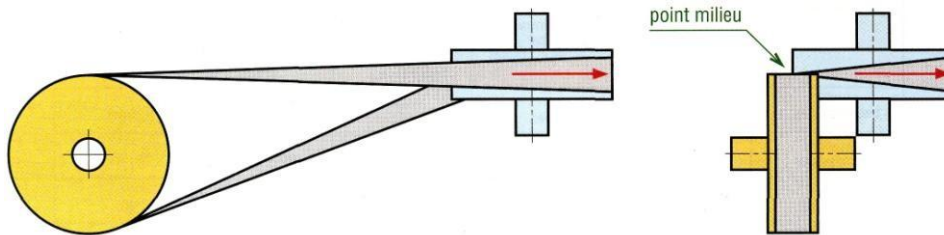
À l'exception des courroies crantées, en fonctionnement normal, il existe un léger glissement de la courroie sur les poulies amenant une imprécision du rapport de transmission ; celui-ci n'est pas exactement égal au rapport des diamètres des deux poulies.



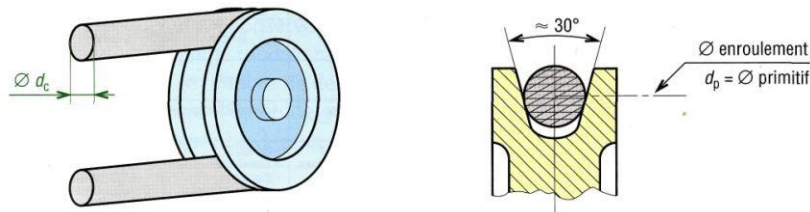
Principe d'une transmission, par poulie courroie.

Inverseurs.

Règle : Quand une courroie quitte une poulie elle doit se trouver dans le plan médian de la poulie réceptrice.



Courroies rondes : Elles sont surtout utilisées dans les petits mécanismes.



Courroies rondes : exemple de configuration

II.4.6.1. Courroies plates

Très silencieuses, elles permettent de grands rapports de réduction et sont surtout utilisées aux grandes vitesses (80 à 100 m/s) sous de faibles couples.

Elles absorbent bien les vibrations torsionnelles, ce qui autorise les grands entraxes et les grandes longueurs. Elles ont un très bon rendement ($\approx 98\%$, comparable aux engrenages). Le bombé des poulies permet un meilleur guidage et une meilleure stabilité de la courroie et compense dans une certaine mesure un désalignement initial.

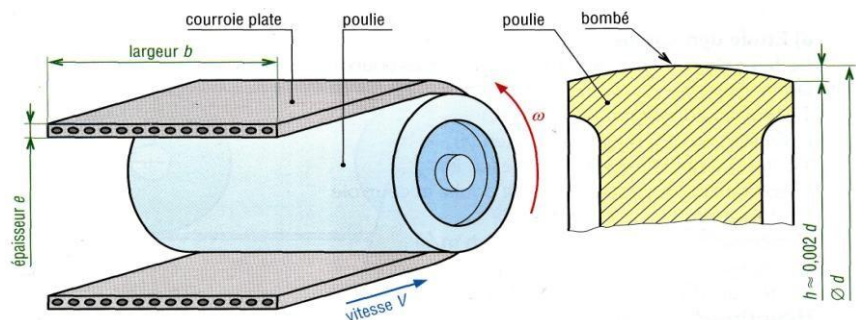


Figure II.22 : Courroie plate. Matériaux :
polyuréthane (< 25 m/s), polyester, aramide revêtu
silicone (< 80 m/s)...

a)- Rapport de transmission :

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \quad [\text{tr/min}] , \quad V = \omega \cdot R \quad [\text{m/s}]$$

N_d : vitesse de la petite

poulie en tr/min N_D :

vitesse de la grande

poulie en tr/min ω_d et

ω_D : vitesses angulaire

en rad/s

d : diamètre

θ_d : d'enroulement petite

poulie D : diamètre

θ_D : d'enroulement grande

C_d : couple sur la

petite poulie en N.m

C_D : couple sur la grande poulie en N.m b)

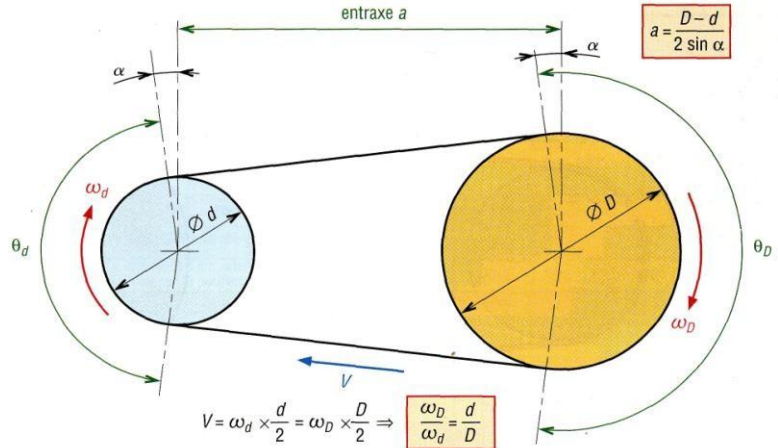


Figure II.23 : Cinématique

Longueurs des courroies et angles d'enroulement (notation $\sin^{-1} = \arcsin$)		
courroies non croisées		courroies croisées
angles d'enroulement	longueurs des courroies	
$\theta_d = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2a} \right)$	$L = [4.a^2 - (D-d)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2} (\theta_D \cdot D + \theta_d \cdot d)$	$\theta_D = \theta_d = \theta = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2a} \right)$
$\theta_D = 180^\circ + 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2a} \right)$	si α est petit :	$L = [4a^2 - (D+d)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2} \theta (D+d)$
	$L \approx 2a + \pi \left[\frac{D+d}{2} \right] + \frac{(D-d)^2}{4a}$	$L \approx 2a + \pi \left[\frac{D+d}{2} \right] + \frac{(D+d)^2}{4a}$

b)- Étude dynamique

Cette étude peut être généralisée

aux autres courroies. Données :

T : tension du brin tendu (en N)

t : tension du brin mou

« $t < T$ » (en N) T_0 :

tension initiale de la

courroie (en N)

f: coefficient de frottement entre

poulie et courroie P : puissance

transmissible (en W)

V : vitesse (linéaire) de la

courroie (en m/s) m :

masse de 1 m de courroie

(kg/m)

$\theta = \theta_d$: arc d'enroulement sur la petite poulie (en rad)

Hypothèse : les forces de frottement entre poulie et courroie sont supposées uniformes sur toute la longueur de l'arc d'enroulement.

Rapport entre les tensions T et t

Cas 1 : effets de la force centrifuge sur la

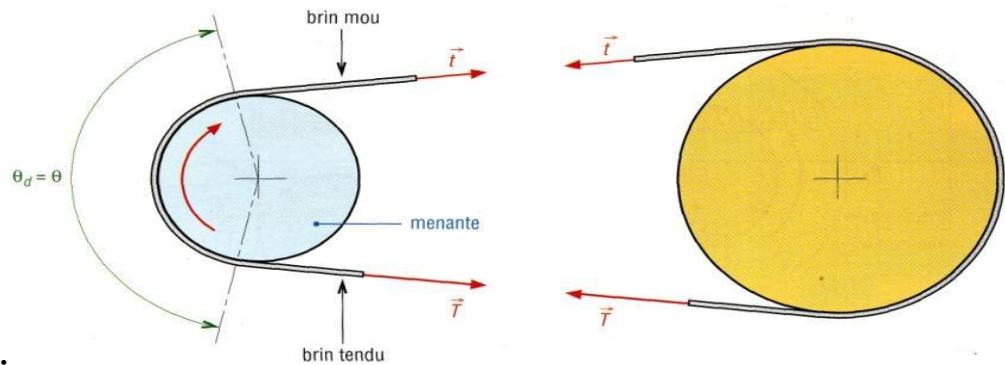
courroie négligés Après une étude

statique on obtient :

$$\frac{T}{t} = e^{f\theta} \text{ (avec } \theta \text{ en rad)}$$

Cas 2, en tenant compte de la force centrifuge (F) sur la courroie

$$\frac{T - F_c}{t - F_c} = e^{f\theta} \text{ (avec } F_c = m \cdot V^2)$$



Couples transmis

- 1- Sur la grande poulie : $C_D = (T - t) \cdot D/2$
- 2- Sur la petite poulie : $C_d = (T - t) \cdot D/2$

Figure II.24 : Efforts de tension.

Tension t maximale admissible (T_{maxi}) :

Si T_0 est la tension initiale (appliquée au moment de l'installation) lorsque la courroie tourne à vide.

($T \approx t \approx T_0$), en fonctionnement sous charge

on a : $T = T_0 + \zeta_f$ (pour brintendu)

$t = T_0 - \zeta_f$ Après addition des deux : $T_0 = \frac{1}{2}(T + t)$.

T est maximale lorsque t est minimale ($t = 0$) : $T_{\text{maxi}} = 2T_0$

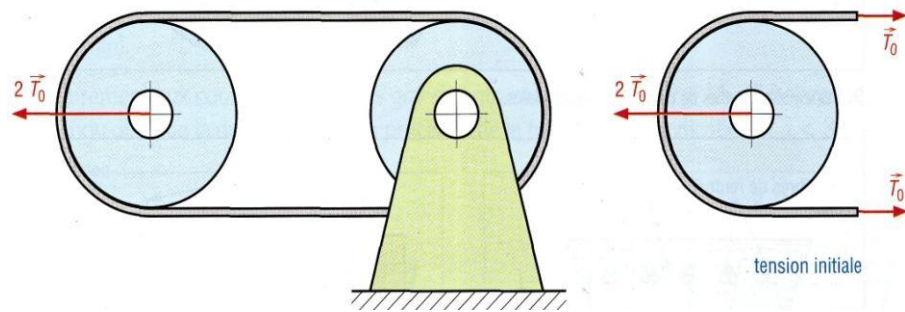


Figure II.25 : Tension initiale d'une courroie.

Puissances transmissibles

En fonctionnement normal :

$$P = (T - t) \cdot V$$

Puissance maximale transmissible (cas où $T_{\text{maxi}} = 2T_0$) : $P = (T_{\text{maxi}} - t_{\text{mini}})$.

$V = (2T_0 - 0) \cdot V = 2T_0 \cdot V$ En pratique on pose :

$$P = 2 \cdot K_p \cdot K_v \cdot T_0 \cdot V / K_s$$

Avec : P en watts, T_0 en N, V en m/s.

K_p : coefficient correcteur fonction du diamètre de la poulie

K_v : coefficient correcteur fonction de la vitesse (V) de la courroie

K_s : coefficient correcteur fonction des conditions de service (tableau 1. ci-après)

On peut poser $P_b = 2.K_p.K_v.T_0.V =$ puissance de base de la courroie avec la condition $[P.K_s \leq P_b]$.

II.4.6.2. Courroies trapézoïdales :

Les courroies trapézoïdales sont les plus utilisées ; à tension égale elles transmettent une puissance plus élevée que les courroies plates (conséquence de la forme en V augmentant la pression de contact et par là l'effort transmissible).

Si une puissance élevée doit être transmise on peut utiliser plusieurs courroies en parallèles sur la même poulie (avec 1, 2, 3..., 10 gorges).

Le montage nécessite un bon alignement des poulies et un réglage de l'entraxe pour le montage et le démontage.

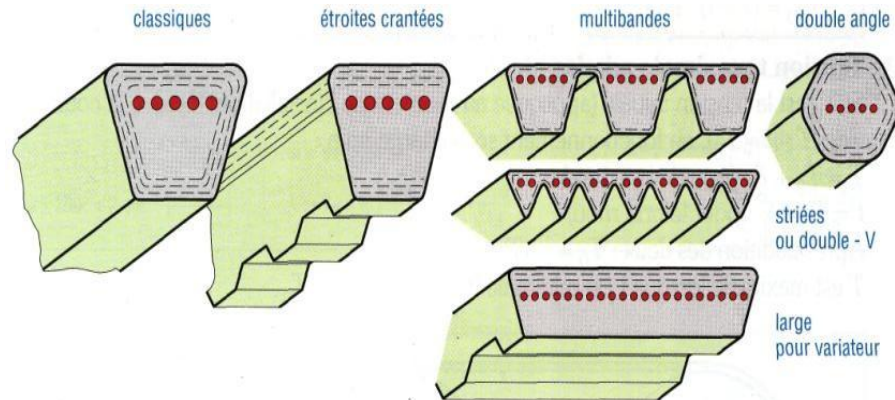


Figure II.26 : Principales familles de courroies trapézoïdales.

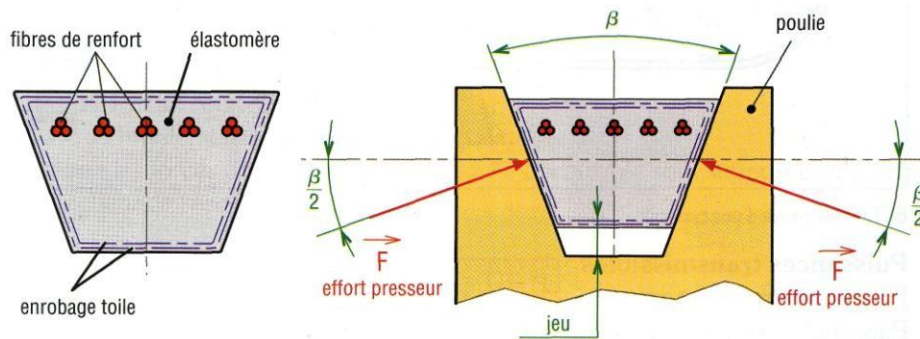


Figure II.27 : Efforts presseurs exercés par la gorge d'une poulie sur une courroie trapézoïdale

a) Calcul des courroies trapézoïdales

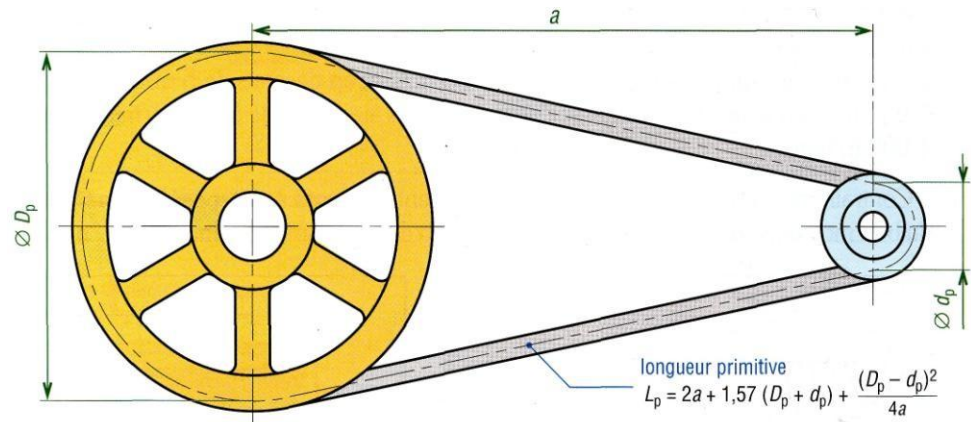
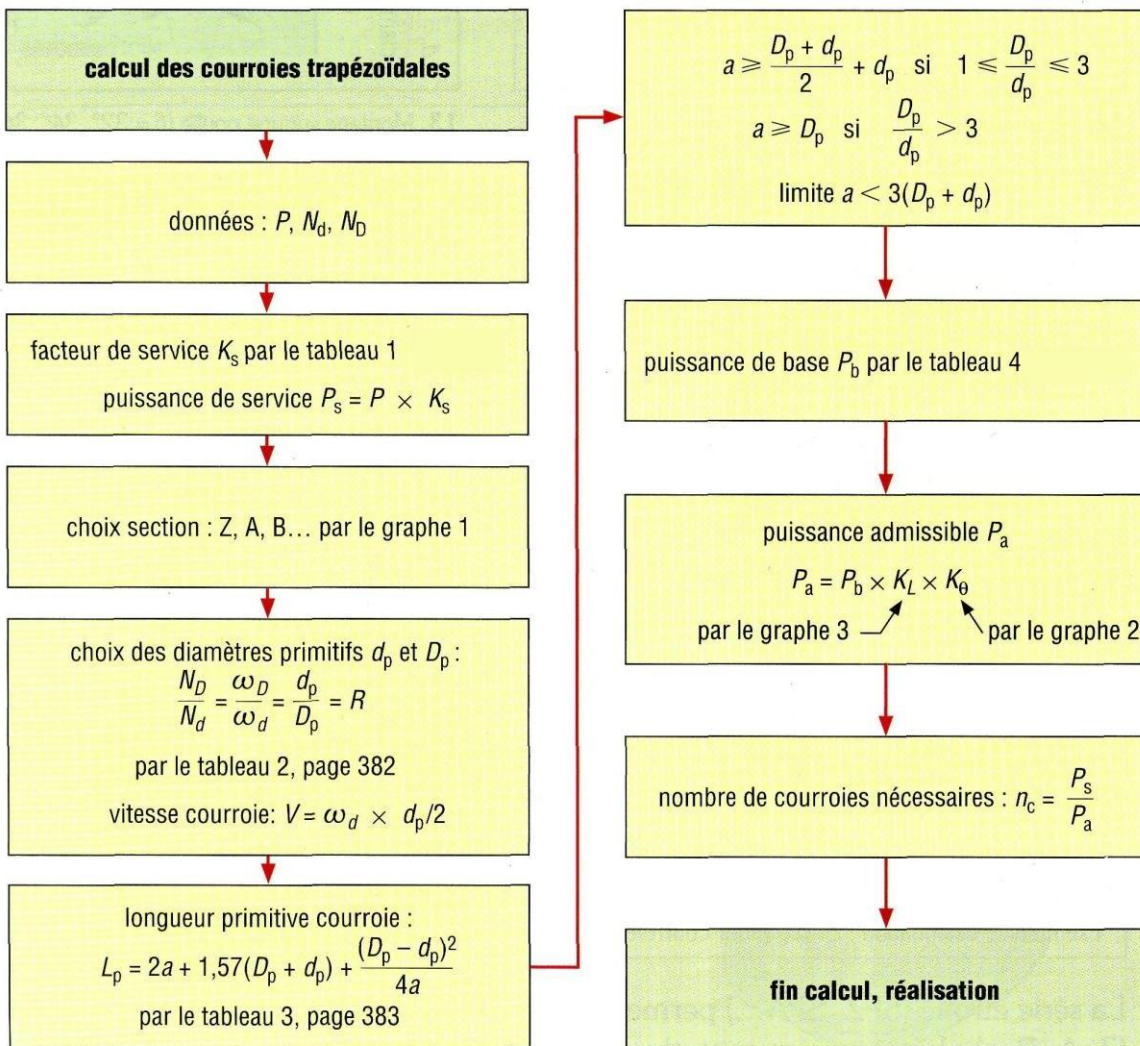


Figure II.28 : Ligne primitive d'une courroie trapézoïdale.

Le principe est résumé par l'organigramme suivant :



Données :

N_d : vitesse de la petite poulie (tr/min)

N_D : vitesse de la grande poulie (tr/min)

d_p : diamètre primitif de la petite poulie

D_p : diamètre primitif de la grande poulie

L : longueur primitive de la courroie

l_p : largeur primitive de la section de la courroie

V : vitesse linéaire de la courroie (m/s)

P : puissance réelle à transmettre (W)

P_s : puissance de service ou puissance corrigée

P_b : puissance de base de la courroie

P_a puissance admissible par la courroie

K_L : coefficient correcteur fonction de la longueur primitive L_p

K_s : coefficient correcteur lié aux conditions de service de la transmission

K_θ coefficient correcteur fonction de l'angle d'enroulement θ

$\theta = \theta_d$: angle d'enroulement sur la petite poulie

II.5.Synthèse des transmissions par chaînes

II.5.1.Définition : Les chaînes sont des éléments flexibles qui permettent la transmission d'une puissance entre deux arbres parallèles mais éloignés l'un à l'autre.



Il existe deux grandes catégories de chaînes:

1. La chaîne de transmission utilisée pour la transmission de puissance.
2. La chaîne de manutention utilisée principalement dans les convoyeurs à chaîne pour la manutention et le transport dans les usines.

II.5.2. caractéristiques

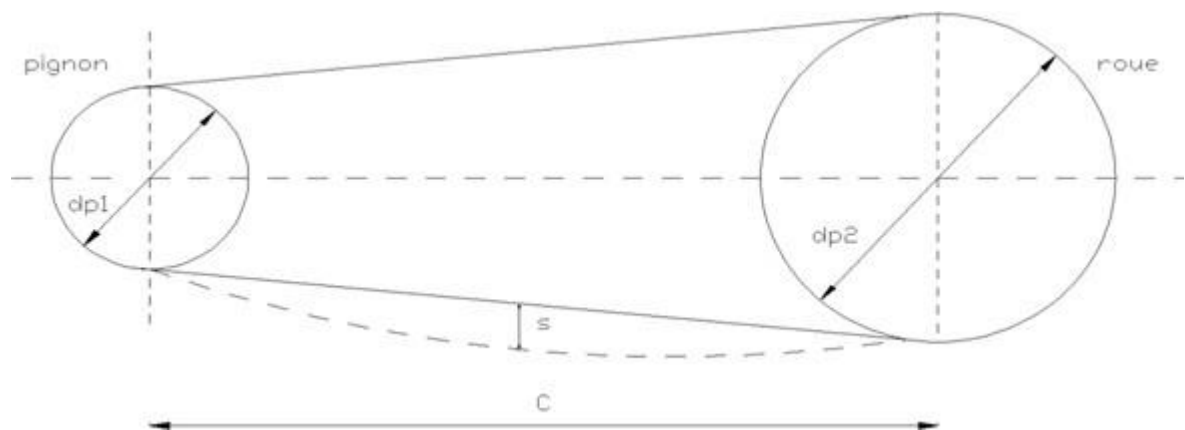
II.5.2.1.Avantages des chaînes

- Un rapport de vitesse précis grâce à l'absence de glissement
- Un rendement élevé
- Une durée de vie longue
- La possibilité d'entraîner plusieurs arbres à partir de la même source de puissance
- La possibilité de fonctionner dans des conditions d'utilisation plus difficile que celle appliquée à la courroie. Température plus élevée, charge plus importante et choc plus sévère

II.5.2.2. Inconvénients des chaînes

- Un niveau sonore plus élevé que celui des courroies
- L'absence d'amortissement de choc
- Une masse linéique élevée
- La nécessité d'une lubrification pendant toute la durée de l'utilisation

II.5.3. Géométrie d'une transmission par chaîne



- d_{p1} : diamètre primitif du pignon (mm)
- d_{p2} : diamètre primitif de la roue (mm)
- c : entraxe (mm)
- w_1 : vitesse angulaire du pignon (rad/s)
- w_2 : vitesse angulaire de la roue (rad/s)
- n_1 : vitesse de rotation du pignon (tr/min)
- n_2 : vitesse de rotation de la roue (tr/min)
- L : longueur de la chaîne (mm)
- L : longueur de la chaîne (mm)

L_m : longueur de la chaîne en nombre de maillons
 P : pas primitif de la chaîne, du pignon et de la roue (mm)
 V : vitesse de la chaîne m/s
 N_1 : nombre de dents du pignon
 N_2 : nombre de dents de la roue

3.1.1.1. Les différents types de chaînes : [4]

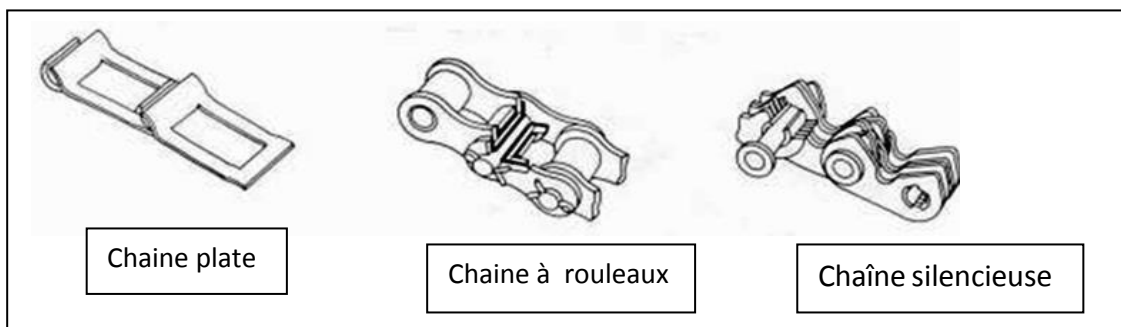


Figure II.29 : types de chaîne

Les chaînes plates :

Ces chaînes sont constituées par des séries de maillons profilés détachables. On les rencontre dans les manutentions légères à vitesse lente

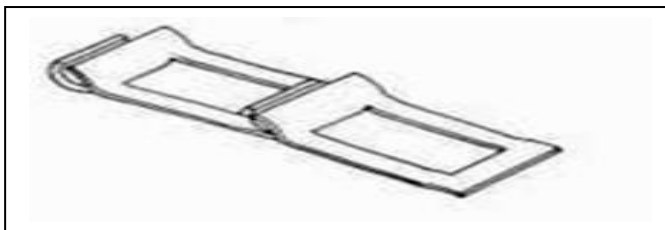
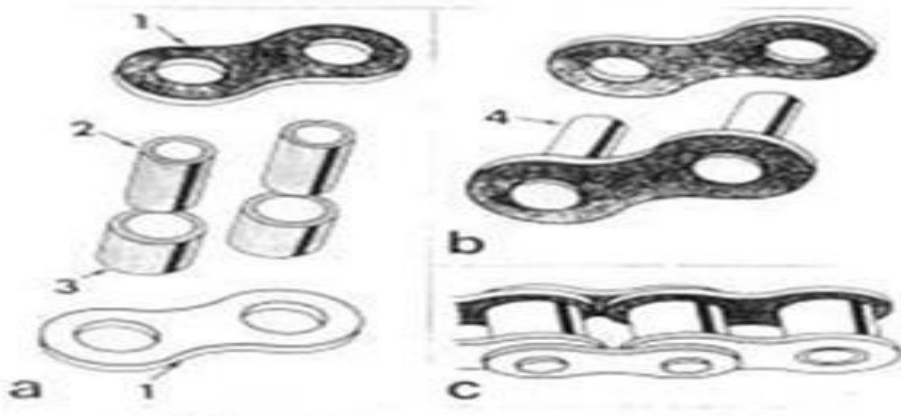


Figure II.30: Les chaînes plates

Les chaînes à rouleaux :

Ces chaînes sont composées alternativement de maillon intérieur à rouleaux et de maillon extérieur à axe.

Les douilles des maillons sont à rotation libre comme suit :



1 : plaque intérieur

2 : douille

3 : rouleaux

4 : axe

a : maillon intérieur

b : maillon extérieur

c : maillon assemble

Figure II.30: Les chaines à rouleaux

❖ Les chaînes silencieuses :

Ces chaînes sont constituées par des séries de plaques en métal portant une dent à chacune de leurs extrémités et accolées les une aux autres par des axes de façon de former une chaîne sans fin souple.

Ces chaînes sont plus silencieuses que les chaînes à rouleaux et peuvent donc être installées sur des systèmes tournant à plus grandes vitesses.

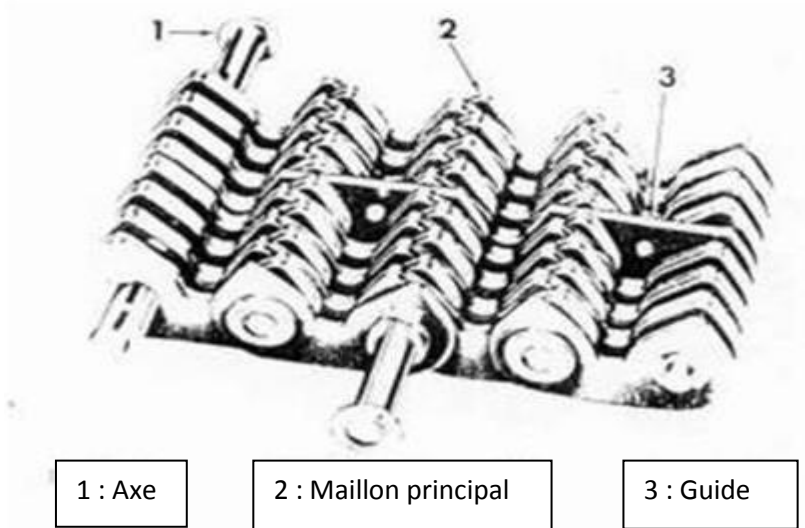


Figure II.31: Les chaînes silencieuses

Chapitre II

Synthèse des systèmes de transmission véhicule

II.1.introduction

Le principe de tout système mécanique est de transmettre et d'adapter une énergie mécanique depuis une source d'énergie vers une application donnée. En effet les frottements qui existaient entre les organes n'étaient pas constants et le rapport entre les vitesses variait lui aussi. D'où l'idée de mettre aux alentours des composants d'un mécanisme des dispositifs pour augmenter la précision de la transmission de l'effort entre les chaînons. Le deuxième chapitre constitue une généralité sur la synthèse de systèmes de transmissions. Dans les moteurs à quatre temps, l'entraînement est assuré par le mécanisme coulisseaux-manivelle (bielle-manivelle) ainsi on s'intéresse à l'arbre à cames et la distribution. La boîte de vitesses est un élément très important en mécanique. Ce mécanisme est quasiment indispensable pour un moteur thermique et hybride pour pouvoir adapter le couple et la vitesse de rotation, une synthèse des boîtes de vitesses sera exploiter qui exhibera la morphologie et le fonctionnement, aussi on décrira le système de direction en général en exposant les différents systèmes existants. L'un des points essentiels pour mener à terme ce chapitre est de réaliser une étude de synthèse sur le pont, organe essentiel pour un véhicule

II.2.Synthèse moteur

II.2.1. Système bielle-manivelle

Le **système bielle-manivelle** est un système mécanique qui tire son nom des deux pièces mécaniques qui le caractérisent : la bielle et la manivelle. Ce dispositif réalise la transformation du mouvement linéaire alternatif de l'extrémité de la bielle en un mouvement de rotation continu disponible sur la manivelle (vilebrequin), et vice-versa. Sa cinématique, apparemment simple, cache une fonctionnalité technologique de première importance utilisée très couramment dans de nombreux mécanismes : Moteur, pompe, scie, barrière automatique, etc. Aujourd'hui, il reste la solution technique couramment mise en œuvre dans **les moteurs à piston** pour réaliser la variation cyclique devolume dans la chambre de combustion.

- Le système-bielle manivelle est un système qui tire son nom des deux pièces mécaniques qui le caractérise la bielle et la manivelle ce dispositif transforme un mouvement de rotation en mouvement de translation et vice-versa.
- Ce système est réversible car l'entrée et la sortie peuvent être permutées. Il permet de transmettre et transformer un mouvement à l'aide de quatre pièces principales :
 - La manivelle : Disque tournant continuellement autour d'un même axe constituant généralement l'entrée du mouvement.
 - La bielle : Pièce assurant la liaison entre la manivelle et le piston au moyen de deux liaisons pivot.
 - Le piston : Cette pièce constitue généralement la sortie du mouvement. Le piston présente un mouvement rectiligne de va-et-vient.
 - Les guides: ces pièces permettent de guider le piston afin que sa trajectoire soit parfaitement rectiligne.

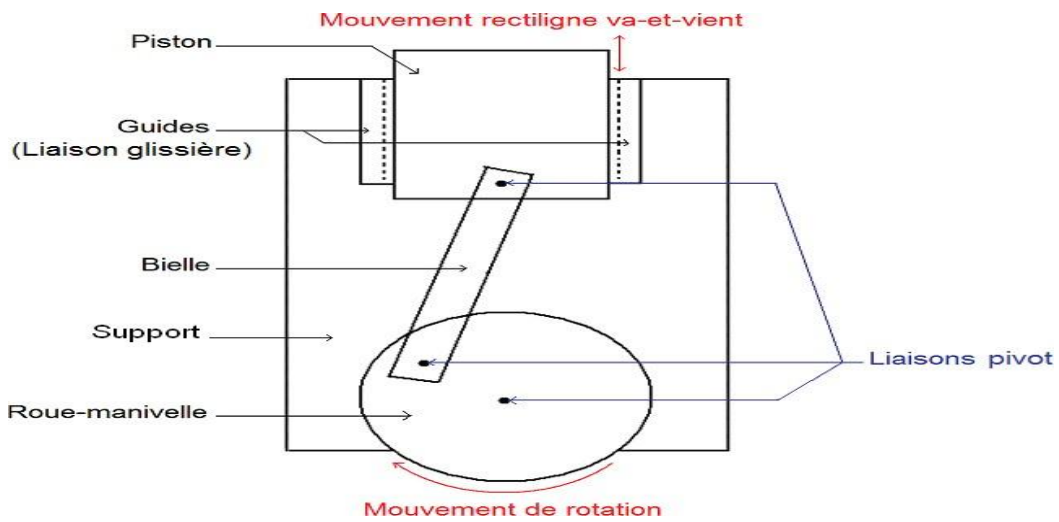
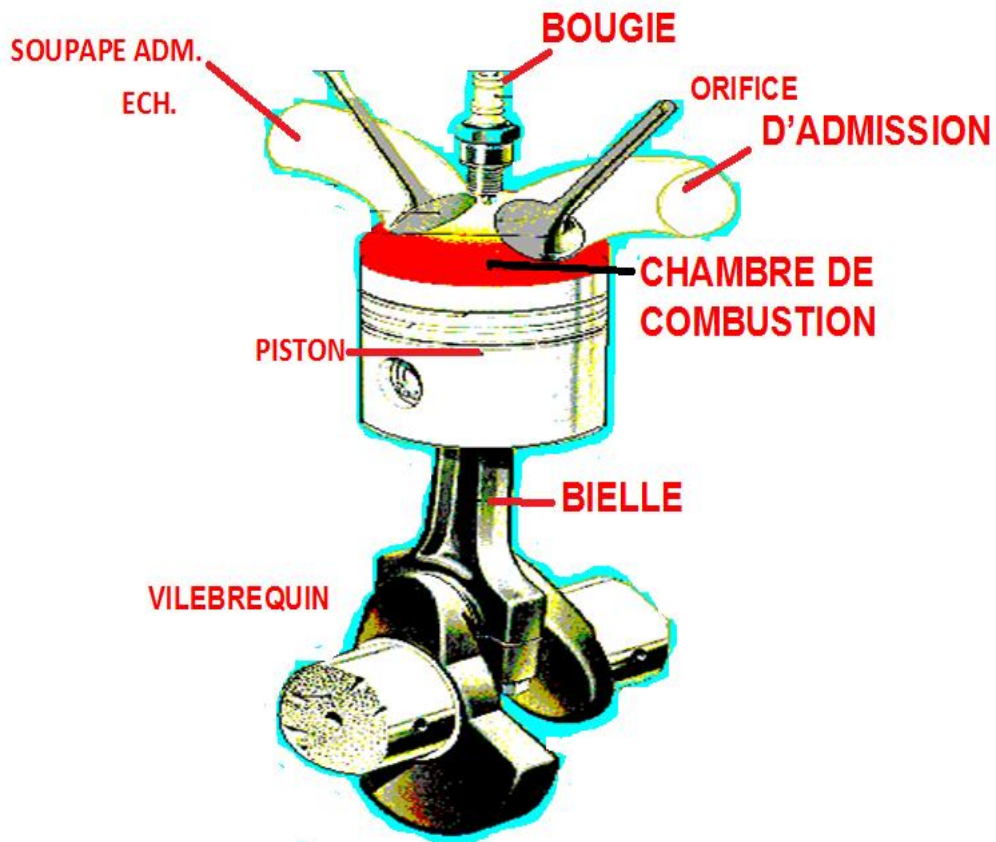


Figure 1: pièces de bielle manivelle [4]

Exemple d'application :

- Les moteurs à piston : la manivelle est alors réceptrice la source d'énergie vient des gaz introduits dans la chambre et poussant le piston



- **Figure 2 :** Mécanisme bielle-manivelle dans le moteur thermique.

- Commande de certaines barrières (péages ou parking). La liste étant l'oscillateur, l'intérêt du dispositif réside dans la commande du moteur animant le mécanisme qui tourne dans le même sens pour la levée ou la descente de la liste. la manivelle effectue donc exactement un demi-tour pour chaque mouvement.
- **L'exemple** qui concerne notre étude c'est la pompe hydrostatique (la manivelle est alors motrice), rotation continue → mouvement rectiligne alternatif

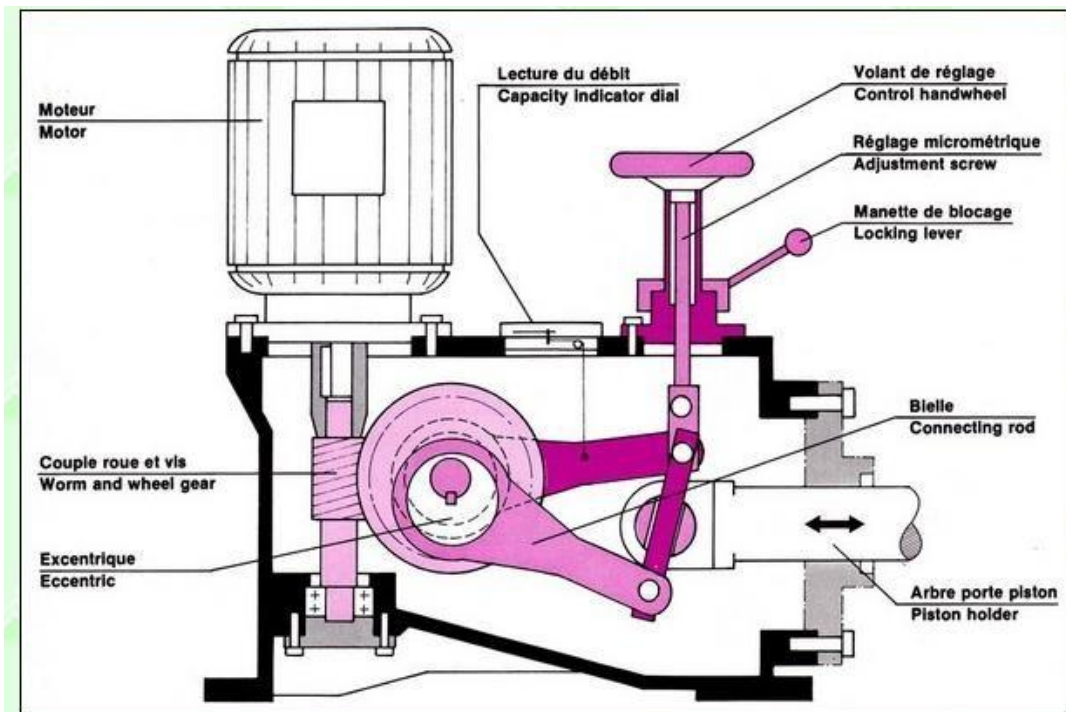


Figure 3 : Mécanisme d'une pompe à piston

Un couple moteur appliqué à la manivelle anime l'ensemble, le piston propulse alors le fluide contenu dans la chambre

II.2.1.1. Liaisons de bielle manivelle :

Le système bielle manivelle comporte plusieurs liaisons. Une liaison est une mise en relation entre deux pièces, qui vise à supprimer des degrés de liberté entre ces pièces, c'est-à-dire à limiter les mouvements qu'une pièce peut faire par rapport à l'autre. Une liaison « implique des conditions ou des limitations des valeurs possibles de leurs paramètres de déplacement relatif c'est-à-dire de leur mobilité. » À une liaison peuvent correspondre différents modes d'assemblage entre deux pièces. Chaque mode d'assemblage nécessite la mise en contact entre elles.

Il existe différents types de liaisons. En effet, une liaison peut bloquer totalement le mouvement ou l'orienter. Dans le cas du système bielle-manivelle, on observe deux types de liaisons : les liaisons pivot qui permettent une rotation des pièces assemblées autour d'un même axe et une liaison glissière qui oriente le mouvement du piston. De plus, la liaison peut être indirecte, c'est-à-dire qu'il y a une pièce intermédiaire entre les deux pièces principales, le piston et la manivelle sont donc liés [5].

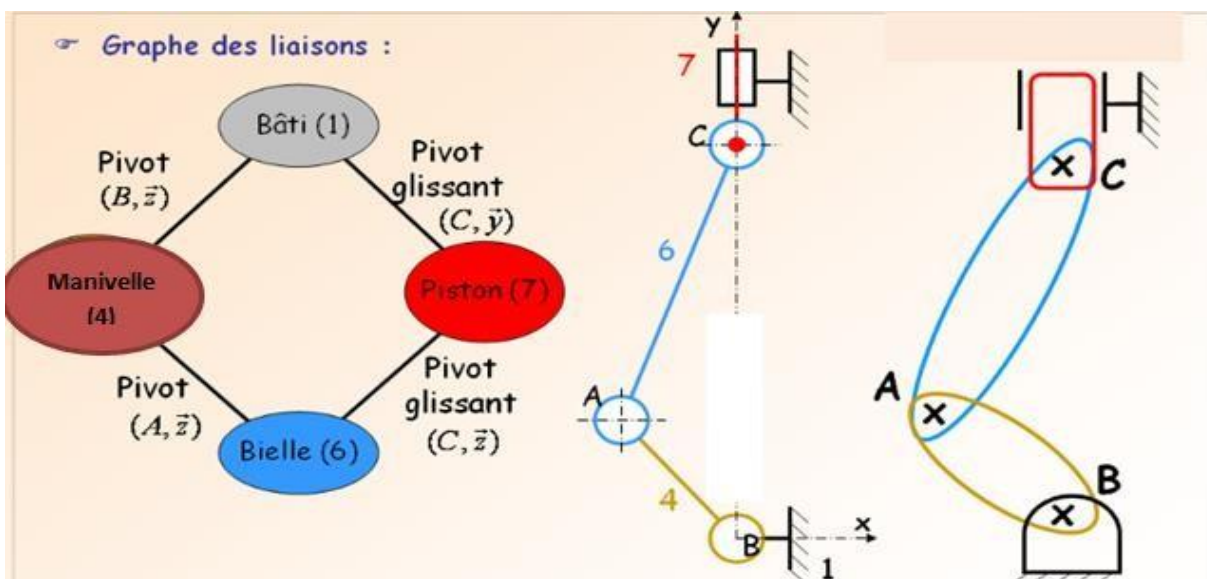


Figure 4: liaison de bielle manivelle. [4]

II.2.1.2. tableau qui résume la transformation d'un mouvement de rotation en un mouvement de translation :

Tableau (1) : transformation de mouvement rotation \Rightarrow translation

	Movement entrée	Movement de Sortie	Organ menant
Manville	Rotation	-	*
Piston	-	Translation Alternative	

II.2.1.3. Modélisation cinématique :

Ce mécanisme comporte un nombre cyclomatique égale à 1, et présente une mobilité utile Le tableau ci- dessous répertorie les principales solutions [cinématiques](#) en indiquant le type de chaque [liaison mécanique](#), les degrés d'hyper statisme et de mobilité.

Tableau (2) : types de liaison mécanique

Exemple	Liaison 1/4	Liaison 1/7	Liaison 6/7	Liaison 4/6	Mobilité Mc	Hyperstatisme Mc
Transformation : rotation continue \Leftrightarrow mouvement rectiligne alternatif.						
Moteur Pompe a Piston	Pivot	Pivot	Pivot glissant	Pivot	1	1

II.2.1.4. Etude cinématique de la pompe à simple effet :

Nous proposons d'étudier les caractéristiques qui vont en résulter sur le fonctionnement de la pompe. Soit Figure (2-6) le système bielle- manivelle BMO entraînant le piston de la pompe

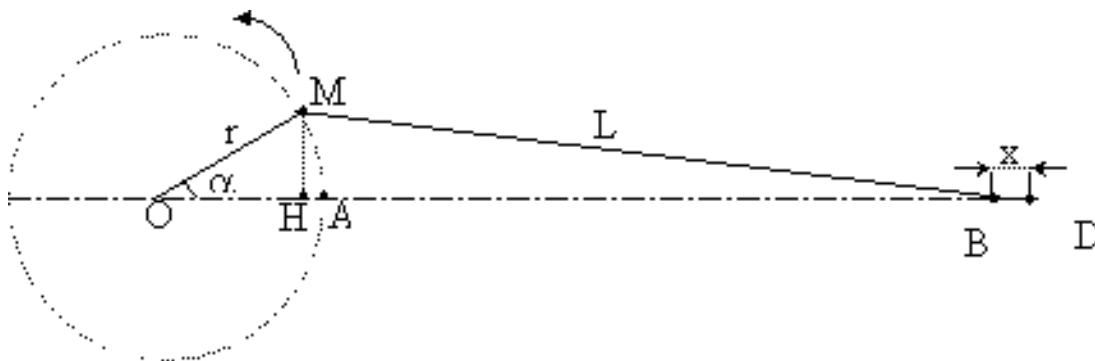


Figure 5 : Système de transmission bielle manivelle [6]

II.2.2. Système arbre à cames

Les arbres à cames constituent la pièce distinctive des moteurs à 4 temps. L'arbre à cames contrôle l'ouverture des soupapes, par contrôle on sous-entend qu'il ouvre les soupapes selon des phasages déterminés par le concepteur. Les arbres à cames sont ce qui donne le côté fantastique du moteur 4 temps. C'est aussi la composante qui le rend plus complexe et plus lourd qu'un moteur 2 temps. Dans un moteur, toutes les composantes ont un effet sur le dynamisme d'un moteur, oui, mais l'arbre à cames est dans un cas à part. Il influence l'attitude du moteur, la puissance, mais aussi le niveau d'émission polluante. C'est un peu pourquoi on retrouve de plus en plus de contrôles sophistiqués de phasage d'arbre à cames sur les voitures de production [7].

II.2.2.1. Définition

Un arbre à cames est un dispositif mécanique permettant de transformer un mouvement rotatif en mouvement longitudinal.

(Transformation du mouvement rotatif, issu de l'entraînement de la roue à aubes par l'eau, en mouvement longitudinal).

Aujourd'hui, l'arbre à cames est une pièce essentielle du moteur à combustion. L'arbre à cames, appelé également « arbre de distribution », commande l'ouverture des soupapes, en transformant le mouvement rotatif issu du moteur en mouvement longitudinal actionnant les soupapes. Il s'agit d'un arbre, entraîné par des pignons, une chaîne ou une courroie crantée [8].



Figure 6 : Arbre à cames [9].

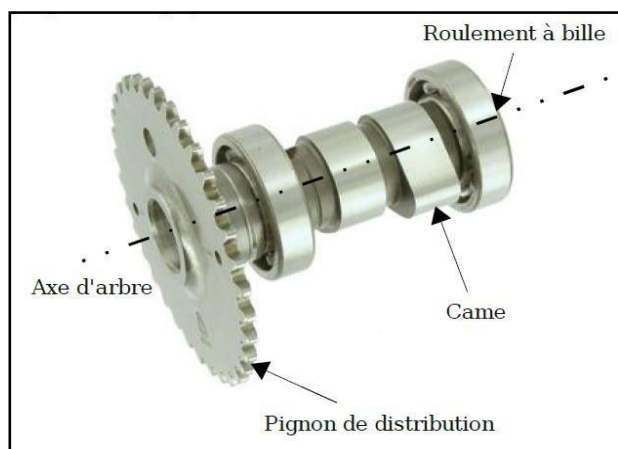


Figure 7 : Arbre à cames pour 2 soupapes [10].

II.2.2.2. Principe de fonctionnement

Le mouvement est transmis du vilebrequin jusqu'à l'arbre à cames par l'intermédiaire de la courroie de distribution à partir du pignon de vilebrequin puis le mouvement de rotation est transformé en mouvement de translation à travers l'arbre à cames qui fait actionner les soupapes.

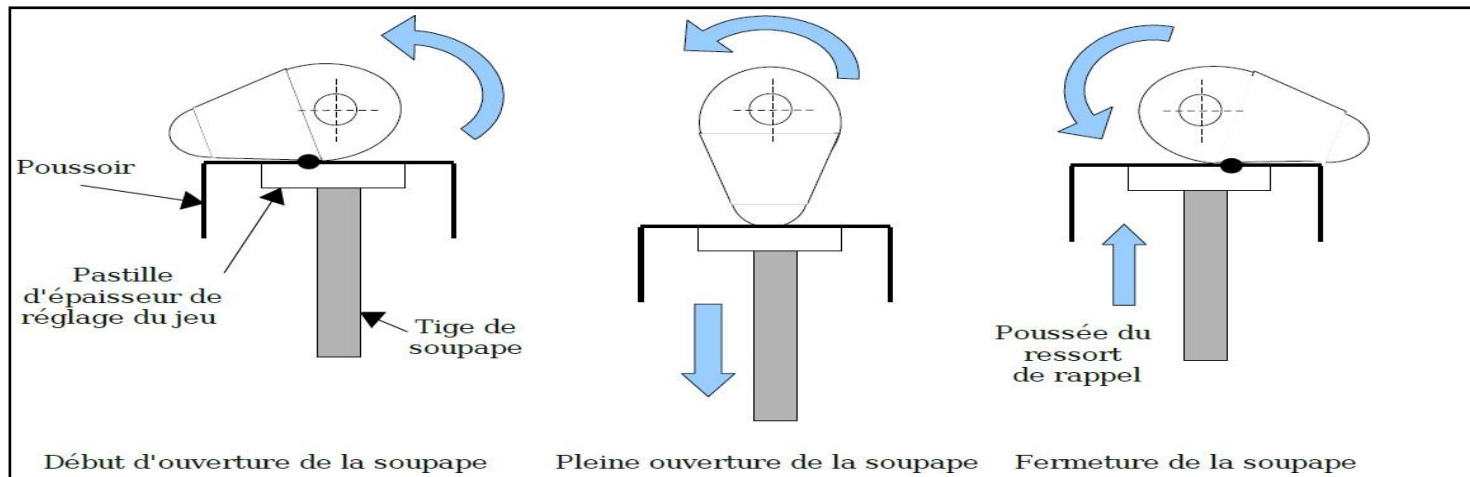


Figure 8 : Fonctionnement de l'arbre à cames [10].

La came doit parcourir un certain angle de rotation avant l'ouverture complète de la soupape.

II.2.2.3. Implantation des arbres à cames

Selon la disposition des cylindres et celle des soupapes on peut trouver des moteurs ayant un ou deux, voire plus pour les moteurs en V, arbres à cames en tête. Les arbres à cames en tête permettent une attaque plus directe sur les soupapes. Le nombre de pièces en mouvement, les jeux et les usures sont ainsi diminués.

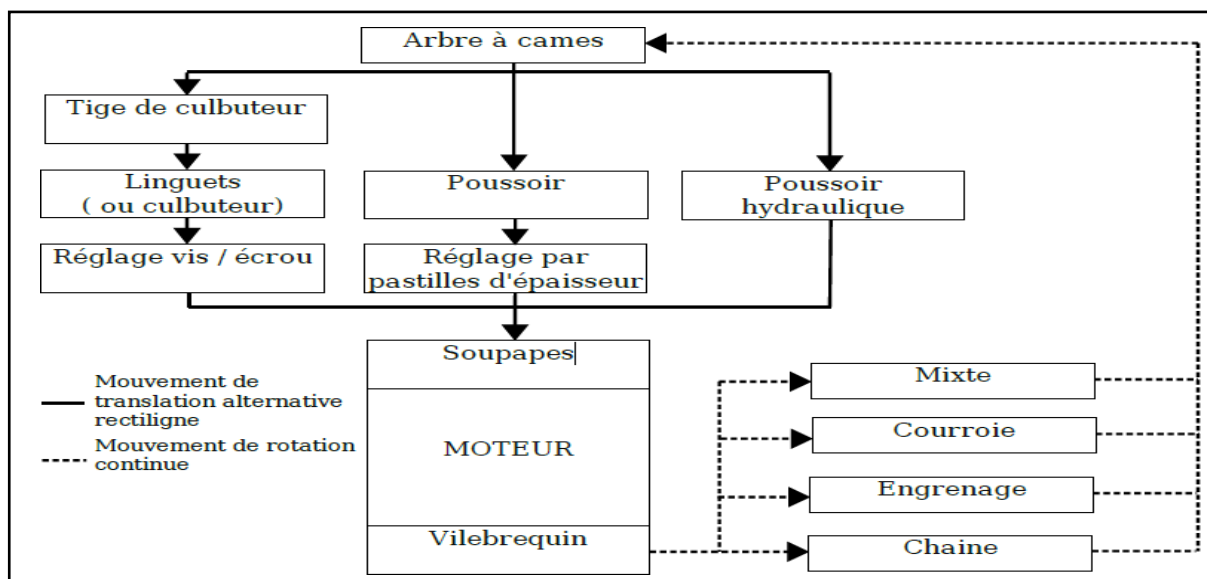


Figure 9 : D'implantation possible [11].

II.2.2.4. Les cames

II.2.2.4.1. Définition

Les cames sont les parties de l'arbre venant commander l'ouverture des soupapes. Leur forme est très importante dans le rendement du moteur.

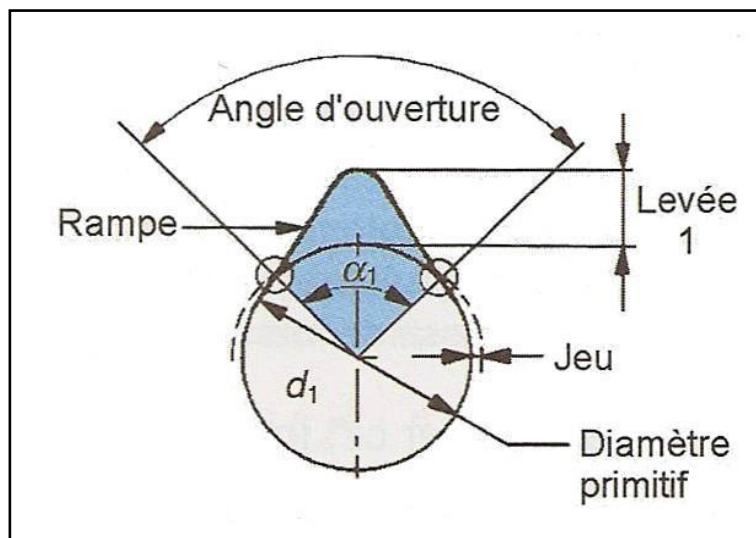


Figure 10 : Came une tête [11].

- **L'angle d'ouverture** : angle pendant lequel la soupape est ouverte. Cet angle n'est pas obligatoirement symétrique par rapport à l'axe médian.
- **La rampe** : pente de la came permettant l'ouverture et la fermeture progressive de la soupape. Si cette pente est trop brutale, il y a risque d'affolement des soupapes par une accélération trop élevée.
- **La levée de soupape** : hauteur d'ouverture maximale de la soupape
- **Le diamètre primitif** : diamètre de base du cercle de la came. Le diamètre primitif n'est pas en contact avec la soupape dû au jeu de fonctionnement pour permettre une fermeture totale de la soupape.

II.2.2.5. Schématisation

Intéressons nous à la modélisation d'une soupape, notée S1 en liaison glissière d'axe (A, y_0) avec le moteur S0. La came S2 est en liaison pivot d'axe (O, z_0) avec S0. S1 et S2 sont en liaison sphère – plan de normale (I, y_0) [9].

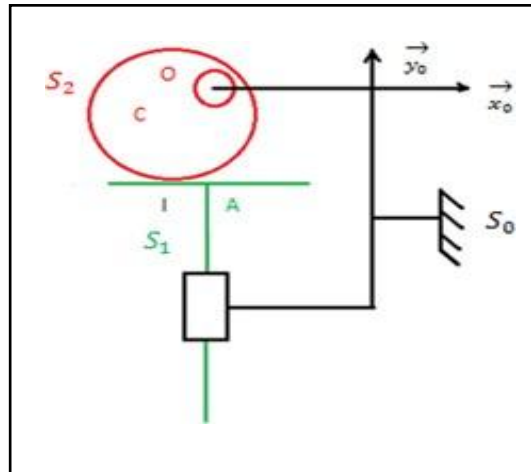


Figure 11 : Schéma cinématique [9].

II.2.3. Système des distributions

II.2.3.1. définition

On appelle "distribution" l'ensemble des organes qui réalisent l'ouverture et la fermeture des conduits d'admission et d'échappement, et des éléments qui effectuent leur commande.

Le rôle de la distribution est de commander l'ouverture et la fermeture des soupapes, imposer leur instant de l'ouverture, l'amplitude et la durée du mouvement [12].

Le L'ouverture et la fermeture des cylindres sont réalisées par les soupapes.

- L'ouverture est possible grâce à des cames, la fermeture est assurée par des ressorts.
- La transmission du mouvement de l'arbre à cames aux soupapes est assurée par des poussoirs. Elle peut comprendre également des tiges de culbuteurs et des culbuteurs.
- La synchronisation avec le vilebrequin est réalisée par des pignons reliés entre eux par un système indé réglable (ex. chaîne, courroie...).

II.2.3.2. Eléments de la distribution

II.2.3.2.1. Arbre à cames

L'arbre à cames est l'élément le plus important de la commande de distribution. Il est chargé de commander de façon très précise la levée des soupapes et d'assurer cette levée pendant une durée bien déterminée, correspondant au diagramme de distribution du moteur. Il doit résister aux torsions provenant de la poussée des ressorts et à l'usure par frottement.

L'arbre à cames peut être en fonte spéciale moulée ou en acier forgé ou cémenté trempé [12].

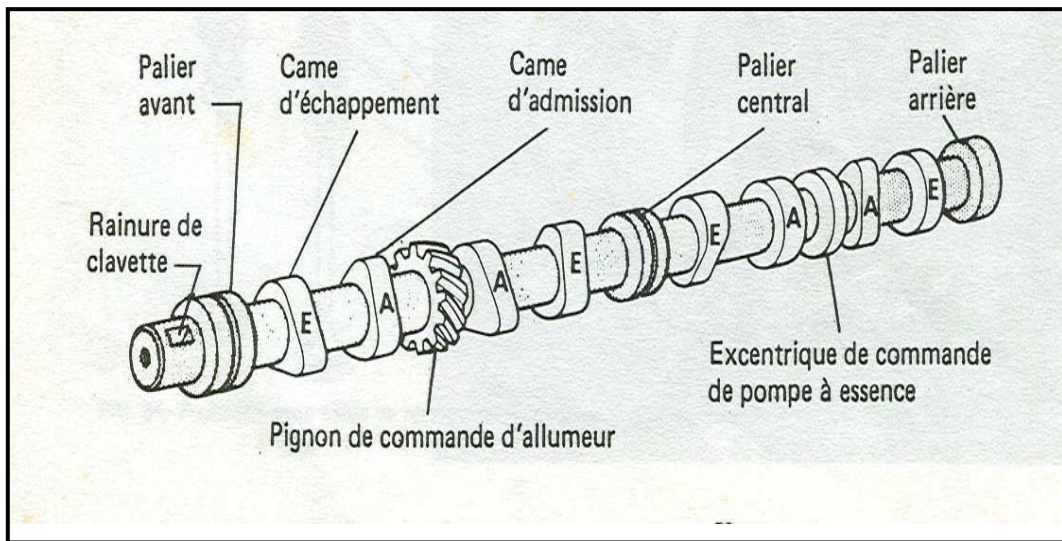


Figure 12 : Arbre à cames [12].

II 2.3.2.ELEMNTS DE LA DISTRIBUTION

❖ Entraînement de l'arbre à came

Pour assurer le fonctionnement correct d'un moteur à la fois en terme de performances et de pollution, il faut que le mouvement des soupapes et celui des pistons soient parfaitement synchronisés **Les entraînements par courroie crantée:**

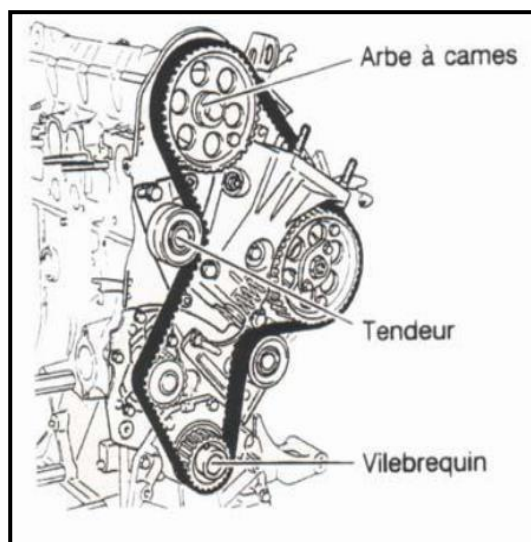


Figure II.1.Entraînement par courroie crantée [12].

Avantage	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - silencieuse - pas de système de lubrification -peut entraîner plusieurs poulies - remplacement facile - faible coût de fabrication 	<ul style="list-style-type: none"> - la rupture ne prévient pas - échange plus fréquent et obligatoire (risque rupture moteur)

➤ **Les entraînements par chaîne :**

En ce qui concerne les chaînes, leur masse linéique élevée rend indispensable le guidage des portions rectilignes. Les phénomènes de battement des brins sont ainsi réduits et le synchronisme entre les arbres assuré. Pour compenser l'usure des pignons et de la chaîne, un système de réglage de la tension agit sur le brin mou. Ce système peut être automatique (hydraulique ou à ressort) à action continue ou manuel. L'allongement de la chaîne dû à l'usure génère une variation progressive du calage de distribution. Celle-ci est d'autant plus importante que le brin *tendu* est long [12].

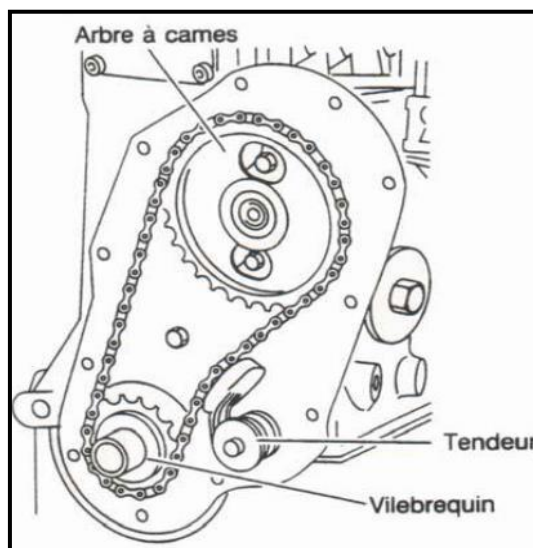


Figure II.2 : Entraînement par chaîne [12].

Avantage	Inconvénients
remplacement peu fréquent coût abordable - longue durée de vie grande fiabilité (haut régime)	bruyant graissage par projection possibilité d'entraîner qu'une poulie. remplacement difficile

➤ **Les entraînements par engrenages :**

Parmi les entraînements par engrenages, l'architecture la plus répandue est la cascade de pignons .Dans le passé, les transmissions par arbre et couples coniques étaient aussi utilisées. Les commandes par engrenages n'équipent plus désormais que les moteurs très rapides ou au contraire les gros moteurs industriels

Dans le premier cas, elles remplacent les chaînes et les courroies qui ne peuvent subir des vitesses linéaires très élevées et ne présentent pas une raideur suffisante. Dans le second cas, le critère de choix est l'architecture (arbre à cames latéral proche du vilebrequin), la précision du calage et la fiabilité.

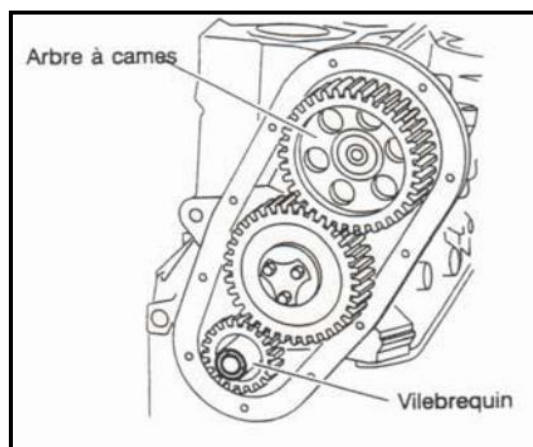


Figure II.3 : Entraînement par engrenage [12].

Avantage	Inconvénients
Solidité, fiabilité	- Bruyant - lubrification obligatoire - coût de fabrication important.

II.2.3.2. Les soupapes

La soupape est finalement l'élément dont il est nécessaire de contrôler le déplacement de façon précise, puisque c'est elle qui régit les échanges gazeux entre la chambre de combustion et l'atmosphère. La soupape se compose de deux parties : la tête et la queue (ou tige). La tête est l'élément qui permet d'obturer le passage des gaz et qui est au contact de la chambre de combustion.

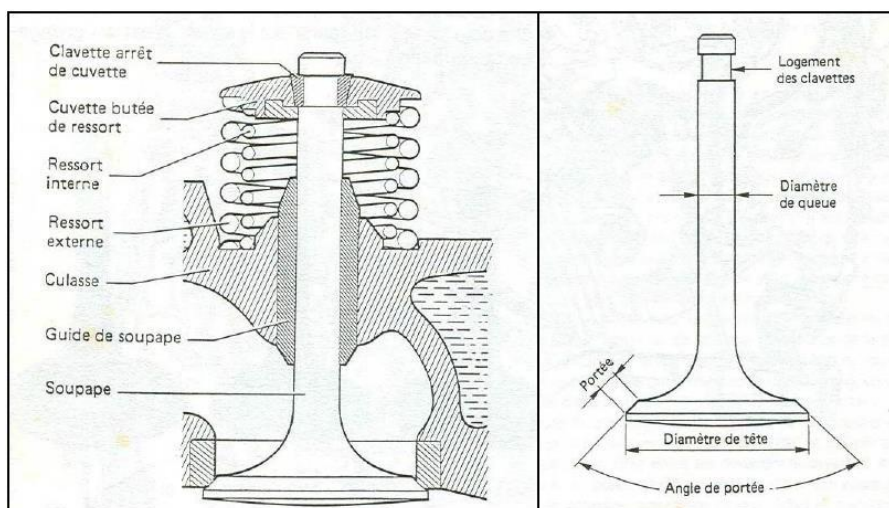


Figure II.4 : Détails d'une soupape [12].

II.2.3.3. Les actionneurs

L'arbre à cames peut commander trois types d'actionneurs : le poussoir, le linguet et le culbuteur [11].

▪ Le poussoir

La distribution est alors qualifiée de distribution à attaque directe : cet actionneur est celui qui offre la meilleure rigidité, même si sa raideur varie selon l'excentration du point de contact avec la came. Le poussoir est guidé par la culasse. Le plateau supérieur du poussoir possède aujourd'hui un revêtement permettant de diminuer largement le frottement et donc l'usure. Cela permet de ne plus faire de réglage de jeu au cours de la vie du moteur.

▪ Le linguet

Le mouvement du linguet est défini par :

- une rotation à l'une de ses extrémités, présentant éventuellement une butée hydraulique
- le contact avec la came, le linguet peut posséder soit un roulement à aiguilles afin de

diminuer les frottements, soit un simple patin (BMW M3) pour réduire la masse – le contact à la soupape à l’autre extrémité du linguet ;

Le linguet est conçu pour avoir une faible masse mobile, et permet une implantation des arbres à cames moins contraignante par rapport à une distribution à poussoirs. En revanche, l’usinage de la came est plus délicat car elle contient des concavités.

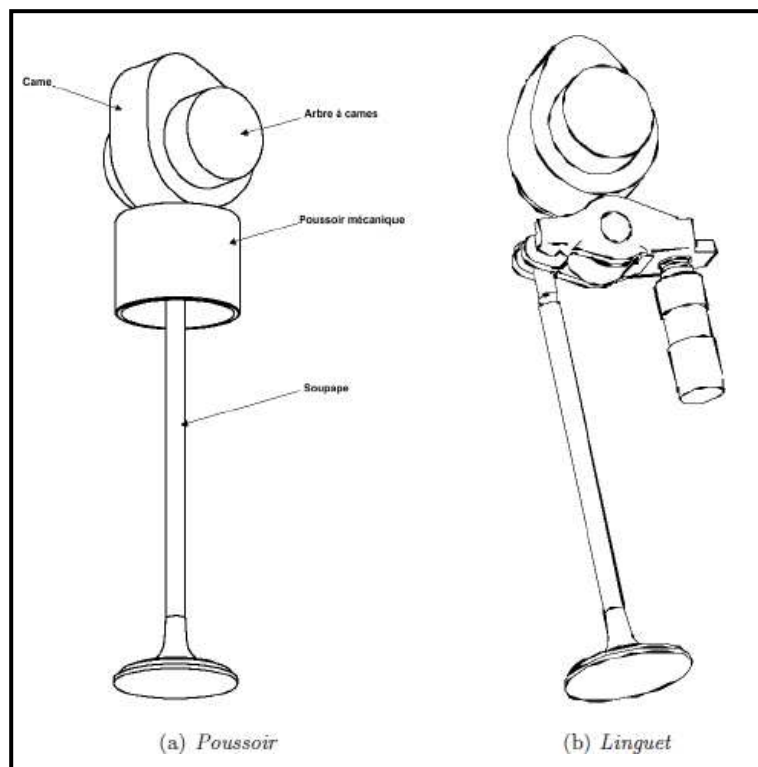


Figure II.5 : Schémas de distribution à poussoir et linguet [11].

- **Le culbuteur**

Contrairement au linguet, son axe de rotation se trouve au centre, les deux extrémités étant en contact avec la came et la soupape. Pour des raisons géométriques, le culbuteur est l’actionneur qui offre la rigidité la plus faible et la masse mobile la plus importante. L’axe de rotation est généralement une «rampe» permettant la lubrification de l’axe de rotation. Le culbuteur permet de n’utiliser qu’un seul arbre à cames pour actionner les soupapes d’admission et d’échappement. Le culbuteur «fourche», possédant deux bras côté soupapes, permet même, sur une culasse multisoupapes, d’actionner deux soupapes en même temps

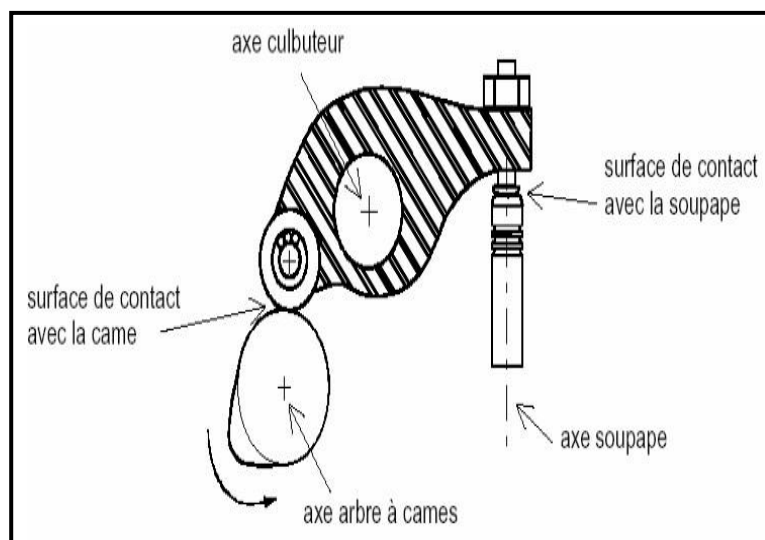


Figure II.6 : Eléments intermédiaire [11].

Ces deux derniers types d'actionneur sont également appelés de façon générique basculeurs. Les équations cinématiques permettant de définir leur mouvement sont identiques.

Le rapport de culbuteriez, rapport entre la distance (centre de rotation du basculeur/point de contact avec la soupape-basculeur) et la distance (centre de rotation du basculeur/point de contact came-basculeur), varie au cours de la levée de soupape, et peut ainsi modifier la raideur entre la came et la soupape.

II.3.Synthèse Boite de Vitesse

II.3.1.INTRODUCTION

La boîte de vitesses est un élément très important en mécanique. Depuis de nombreuses années, Les ingénieurs ont sans cesse réduit leur poids, volume, rendement et leur bruit. Ce mécanisme est quasiment indispensable pour un moteur thermique et hybride pour pouvoir adapter le Couple et la vitesse de rotation, les boîtes de vitesses servent en premier temps comme un Réducteur ou un multiplicateur de vitesses, puis secondairement à lier cinématiquement les 2 Autres composants.

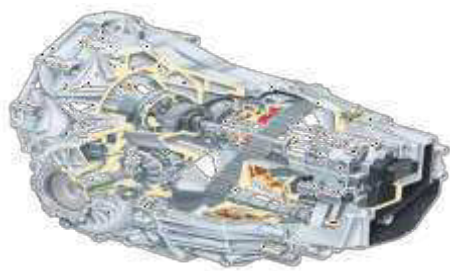
Les boîtes de transmission à engrenages sont réparties en deux grandes familles qui sont :

- les boîtes réductrices ou multiplicatrices de vitesses, ce sont des boîtes de transmission à Engrenages à un seul rapport de vitesses, utilisées pour des limites de fonctionnement bien Établies ;
- les boîtes de vitesses, ce sont des boîtes de transmission par engrenages à plusieurs rapports de vitesses utilisées pour faire face à des conditions de travail variées imposant une plage D'utilisation étendue, c'est-à-dire une plage qui permet d'accorder les possibilités Énergétiques du moteur aux besoins énergétiques du récepteur

II.3.2. Boite de vitesse

II.3.2.1.Définition :

Une boîte de vitesses est un dispositif mécanique, ou plus généralement mécatronique, permettant d'adapter la transmission d'un mouvement entre un arbre moteur et un arbre récepteur. Utilisée dans de multiples contextes, son cas d'utilisation la plus fréquente est la transformation et la transmission de la puissance d'un moteur en augmentant le couple reçu du moteur (le couple moteur). Cela fait qu'il fait la démultiplication, les pièces entraînées tournent moins vite que l'axe moteur lui-même et la multiplication du couple transmis à ces pièces.[13]



II.3.2.2.Le But de la boite de vitesse :

La boite de vitesse a pour but de :

- Changer le rapport entre la vitesse de rotation du moteur et celle des organes récepteurs quand l'effort résistant l'exige.

- Rendre possible la séparation d'une façon permanente du récepteur et de moteur en complétant ainsi l'action du l'embrayage (point mort).

- Le moteur délivre sa puissance sur un arbre sous forme rotative : $P=C.W$ or le récepteur, est très rare qu'il puisse utiliser cette puissance dans sa forme primaire d'où l'utilité de la boîte.

- Assurer la liaison physique par son carier entre le moteur et le récepteur.

II.3.2.3. Domaine d'utilisation de la boîte de vitesse :

La boîte de vitesse utilisée dans des différents domaines tels que :

- Machines outils (exemple ; machine fraiseuse),
- Engins de levage (exemple ; véhicule),

II.3.3. Technologies fonctionnelles des boîtes de vitesse

II.3.3.1. La boîte de vitesse manuelle

Le principe d'une boîte manuelle repose sur le choix de plusieurs couples de pignons (ou engrenages) de diamètres différents, offrant ainsi différents rapports de transmission. Chaque couple est constitué d'un pignon fixe sur l'arbre primaire, et d'un pignon fou, en liaison pivot avec l'arbre secondaire par l'intermédiaire de roulements. Un rapport est enclenché lorsque l'un des pignons fous devient solidaire de l'arbre secondaire. Pendant ce temps, les autres pignons tournent librement, d'où le terme « pignon fou », et ne transmettent aucun couple.

. La (Figure III .1) illustre le principe exact de fonctionnement.

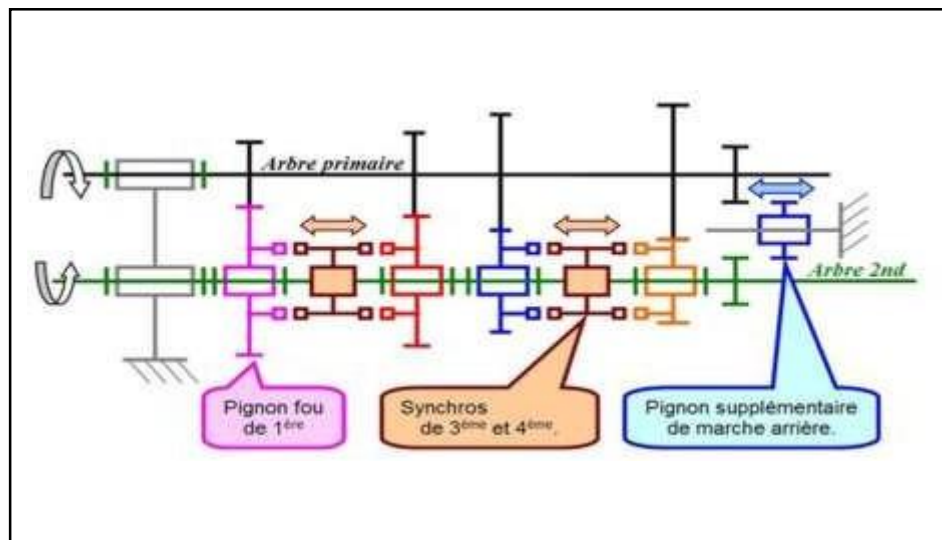


Figure III. 1: Schéma cinématique d'une boîte de vitesses à 4 rapports [14]

Le déplacement longitudinal du levier de vitesse dans l'habitacle, qui sert à « passer une vitesse », permet en fait de déplacer la fourchette et son baladeur qui a pour rôle de solidariser une roue folle avec l'arbre récepteur Avant d'engager un baladeur, il faut nécessairement dégager l'autre, donc ramener le levier de vitesses de l'habitacle au point mort.[14]

II.3.3.2. boîte de vitesses semi-automatique

Ou une boîte de vitesses robotisée. C'est une boîte de vitesses mécanique à engrenages parallèles à laquelle est greffé un système automatisé électrotechnique (Figure III.2), qui pilote les sélecteurs et le ou les embrayages, souvent en association avec un système hydraulique,

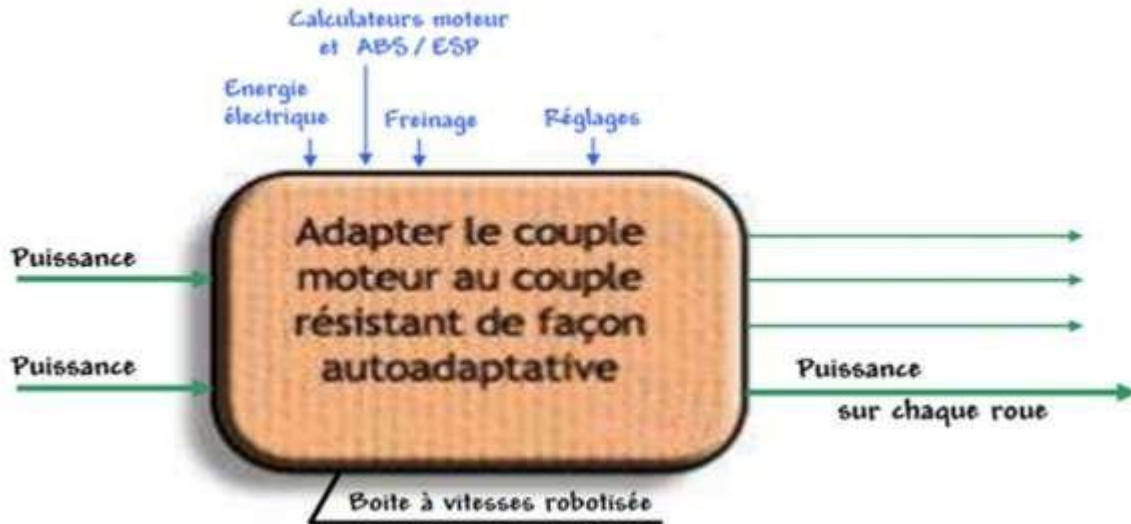


Figure III 2 : Les facteurs intervenants sur le fonctionnement de la BV semi-automatique [15]

II.3.3.3. La boîte de vitesses automatique

Une boîte de vitesses automatique est constituée de plusieurs éléments comparables à ceux d'une boîte de vitesse manuelle, mais avec une technologie différente qui fait appel aux éléments suivants : **Un convertisseur de couple** : c'est l'équivalent de l'embrayage d'une transmission manuelle Il présente une analogie avec le coupleur hydraulique mais il permet une multiplication du couple de sortie grâce à la présence d'un organe supplémentaire appelé réacteur. (Figure III.3).

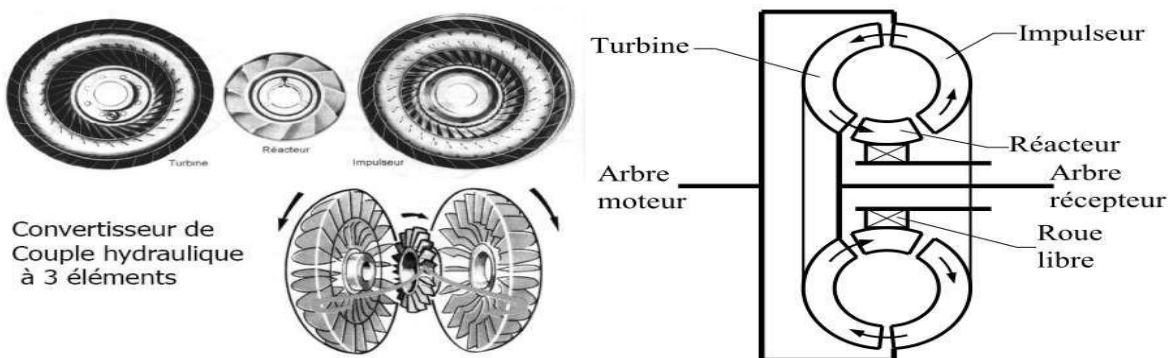


Figure III.3 : Convertisseur de couple hydraulique [16]

- **Une boîte de vitesses :** Constituée d'un ou plusieurs trains épicycloïdaux. Chaque train épicycloïdal est un ensemble d'engrenages dont chaque élément est associé à un arbre de transmission :
 - le planétaire et l'arbre de planétaire ;
 - les satellites et l'arbre porte-satellites ;

la couronne et l'arbre de couronne.

Une commande hydraulique associée à une gestion électronique qui contrôle l'engagement des différents rapports de boîte. Cette commande hydraulique agit en fonctions de plusieurs paramètres :

- la vitesse du véhicule ;
- la position de la pédale d'accélérateur ;
- le mode sélectionné par le conducteur s'il en a le choix

II.3.4. CRITERES DE CHOIX DES REDUCTEURS A ENGRENAGES

Les réducteurs à engrenages sont des moyens de transmission de puissance qui ont pour but de Modifier les performances motrices. Lors du choix de ces réducteurs, on doit tenir compte des Paramètres cinématiques (vitesse d'entrée et de sortie, rapport de réduction) et des exigences De puissance transmise [17]. C'est pour cela il faut prendre en considération de nombreux Critères, parmi eux on cite :

II.3.4.1.Critères fonctionnels

- ✓ caractéristiques du moteur (plage d'utilisation, puissance, etc.) ;
- ✓ plage de vitesse souhaitée au niveau du véhicule ou de l'organe a entraîné ;
- ✓ rendement de la boîte : le rendement d'un engrenage ordinaire à denture cylindrique [18].

II.3.4.2.Critère de coût

Il englobe l'investissement de fabrication, ainsi que le coût en exploitation directe sur la boîte Ou indirecte par une utilisation éventuellement non optimisée du moteur.

Les réducteurs à train d'engrenages cylindriques sont caractérisés par leur coût (prix) moyen, Contrairement aux réducteurs à train d'engrenages coniques et à roue et vis sans fin qui sont Trois fois plus élevées [19].

II.3.4.3.Critère du rapport de transmission et de réduction

La transmission doit s'adapter au rapport de réduction et au couple supporté. Lorsque le rapport De transmission imposé est important, il faudra utiliser soit un réducteur à plusieurs couples D'engrenages (réducteurs élémentaires dérivés), soit un réducteur à vis sans fin.

- ✓ pour un rapport de réduction compris entre 1/3 et 1 on utilise les réducteurs à train D'engrenages cylindriques et coniques.
- ✓ pour un rapport de réduction compris entre 1/20 et 1/5 on utilise les réducteurs à roue et vis

Sans fin [18]

II.3.4.4. Critère d'utilisation

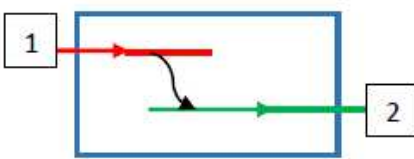
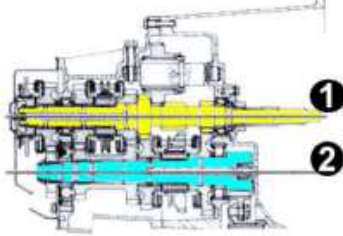
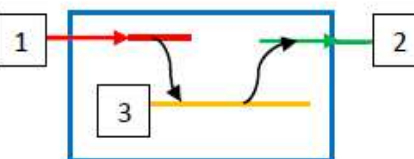
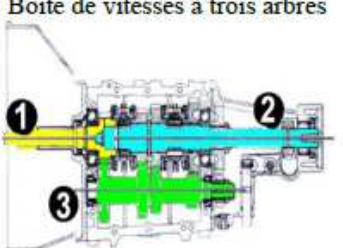
Il concerne le type de changement de rapport lors du fonctionnement du variateur de vitesse (Manuel, asservi, automatisé, etc.).

II.3.4.5. Critère de disposition géométrique

La transmission du mouvement de rotation, entre les arbres concourants, se fait par des Réducteurs élémentaires à engrenages coniques ou par des groupements mixtes de réducteurs à Engrenages coniques et cylindriques. On utilise le plus souvent les réducteurs à roue et vis sans Fin ou un groupement mixte de réducteur à roue et vis sans fin et un réducteur à engrenages Cylindrique [19].

Le changement de rapport ne peut se faire qu'à l'arrêt complet, à moins d'équiper L'installation d'un asservissement placé sur le système de commande du moteur pour que la vitesse de l'arbre primaire soit amenée à la valeur qu'elle aura après l'engagement des Dentures. C'est alors un système complexe, nécessitant de coordonner plusieurs opérations En toute sécurité, donc difficile à réaliser et souvent très onéreux. Les baladeurs sont Déplacés et maintenus en position par des fourchettes mues de l'extérieur du carter au moyen De leviers. Ces leviers peuvent être manuels ou motorisés (commande électrique ou Pneumatique) [19].

Tableau 3 : Classement des boîtes de vitesses à commande manuelle [18]

Configuration	Mécanisme intervenant dans le fonctionnement	Désignation de la boîte de vitesses
 <p>1 : arbre primaire 2 : arbre secondaire</p>	<ul style="list-style-type: none"> — Levier de manœuvre ; — Fourchettes et coulisseaux ; — Systèmes de verrouillage ; — Clavette coulissante ; — Ou pignon(s) baladeur(s) ; — Ou crabots ; — Ou synchroniseurs. 	<p>Boîte de vitesses à deux arbres</p> 
 <p>1 : arbre primaire 2 : arbre secondaire 3 : arbre intermédiaire</p>		<p>Boîte de vitesses à trois arbres</p> 

.Choix de nombres d'arbre de la boîte

Dans une boîte de vitesse le rôle principale des arbres et de supporter les engrenages, les moyens de synchronisation et les crabots.

En générale les boîtes de vitesses sont à deux ou trois arbres, donc nous avons un bouchon

entre les deux, vérifiant les conditions de fonctionnement de la boîte.

La boîte de vitesse que nous allons étudier à deux vitesses et trois arbres. Les deux arbres sont concourants pour que la commande du variateur soit plus pratique

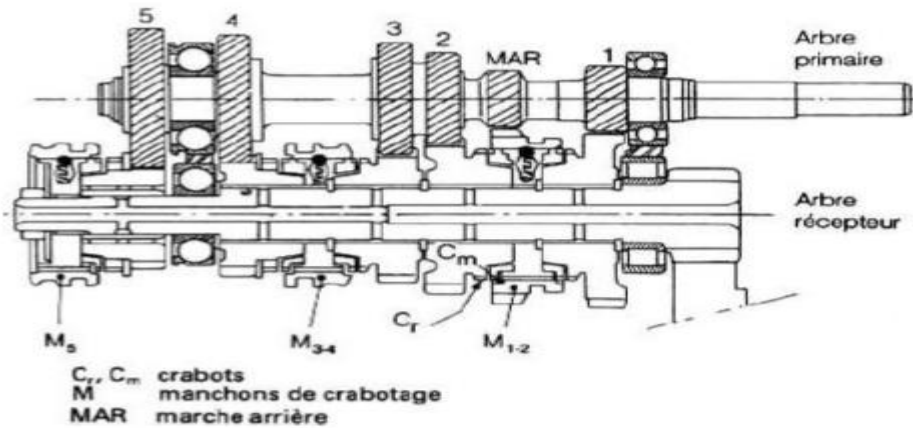


Figure III.4: Boîte de vitesses à 2 arbres [19]

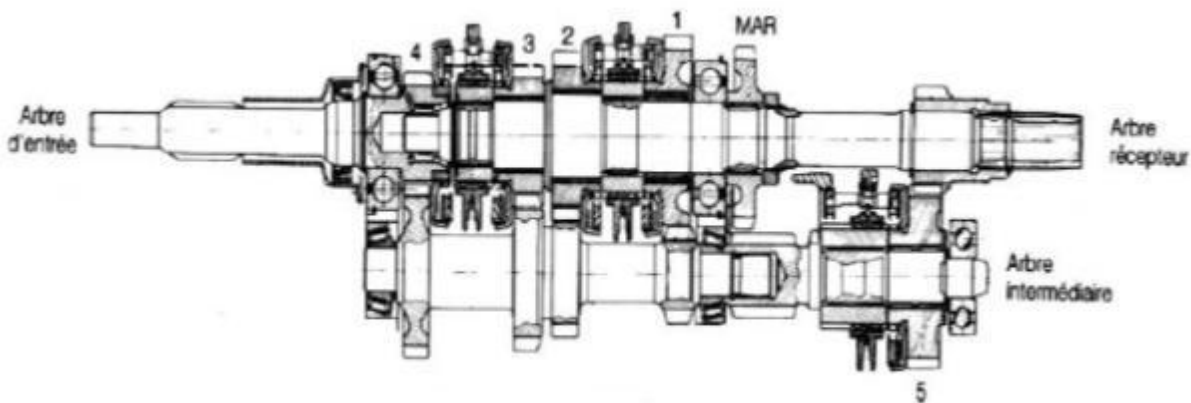


Figure III.5 : Boîte de vitesses à 3 arbres [19]

II.3.5.Boîte de vitesse à commande manuelle :

La boîte de vitesses manuelle comporte le plus souvent quatre ou cinq vitesses, plus une marche arrière. Elle se compose principalement d'un arbre primaire et d'un arbre secondaire, chacun portant des pignons de différents diamètres. Pour un rapport de vitesses donné, l'arbre primaire entraîne l'arbre secondaire en faisant tourner la paire de pignons appropriée. Pour la marche arrière, l'intervention d'un pignon supplémentaire fait tourner l'arbre secondaire en sens inverse de celui utilisé pour faire avancer le véhicule.

II.3.5.1.Choix de la boîte de vitesse

Vue que les engrenages on pour but de transmettre le mouvement d'un arbre moteur à un autre récepteur alors que ces deux arbres peuvent occuper des positions différentes les quelles influent considérablement sur le choix du type d'engrenage.

En général dans les boites de vitesses les axes de l'arbre moteur et récepteur sont parallèles et l'engrenage le plus commode choisi est un engrenage cylindrique à denture droite ou hélicoïdale d'où nous avons le choix entre les deux.

Les engrenages cylindriques à denture droite sont utilisés pour des faibles vitesses, car sont très bruyant par contre question d'usinage est d'une facilité relativement aux engrenages cylindriques à denture hélicoïdale, ce type d'engrenage présente aussi des difficultés pour le changement de vitesse en marche.

Pour notre boîte dont la vitesse de rotation de l'arbre moteur est moins élevée ($N_{\max} = 4000$ tr/min). Nous choisissons un engrenage à denture droite.

4. Synthèse direction

II.4.1.Direction de véhicule automobile :

La direction d'une automobile, ou d'un véhicule routier en général, est l'ensemble des organes qui permet de modifier l'orientation de sa trajectoire et donc de prendre des virages. Sur un véhicule à roues, en agissant sur le volant, le conducteur fait varier l'angle de dérive (angle entre le plan de route et la trajectoire de la roue) des roues directrices. L'effort ainsi créé entre la route et la bande de roulement fait tourner le véhicule.

La direction permet de guider le véhicule, en ligne droite comme en virage ou sur les roues directrices et elle constitue un système essentiel à la conduite et à la sécurité d'un véhicule. Pour être parfaite, une direction doit répondre aux impératifs suivants : la sécurité, la douceur, l'irréversibilité, la stabilité et la compatibilité de la direction et de la suspension.

Pour pouvoir envisager la fabrication de cette direction « parfaite », il faut que celle-ci s'intègre dans l'environnement du véhicule, et qu'elle soit d'un coût raisonnable dans le contexte industriel pour le constructeur automobile.

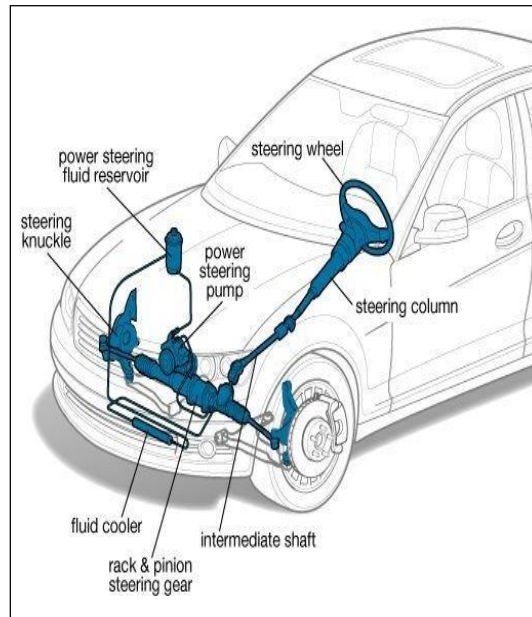


Figure III.6 : Schéma du système de direction d'un véhicule léger.

II.4.1.1. Rôle de la direction automobile :

La direction démultiplie et transforme le mouvement que le conducteur applique au volant et le transmet aux roues directrices. La forte démultiplication réduit l'effort nécessaire au braquage et limite la transmission des oscillations des pneus vers le volant de direction. Le système de direction transforme également le mouvement rotatif du volant en un déplacement rectiligne, qui commande le pivotement des roues directrices.

II.4.1.2. Mécanisme du système de direction :

Le diagramme ci dessous propose une classification des mécanismes de direction les plus couramment utilisés sur les véhicules automobiles :

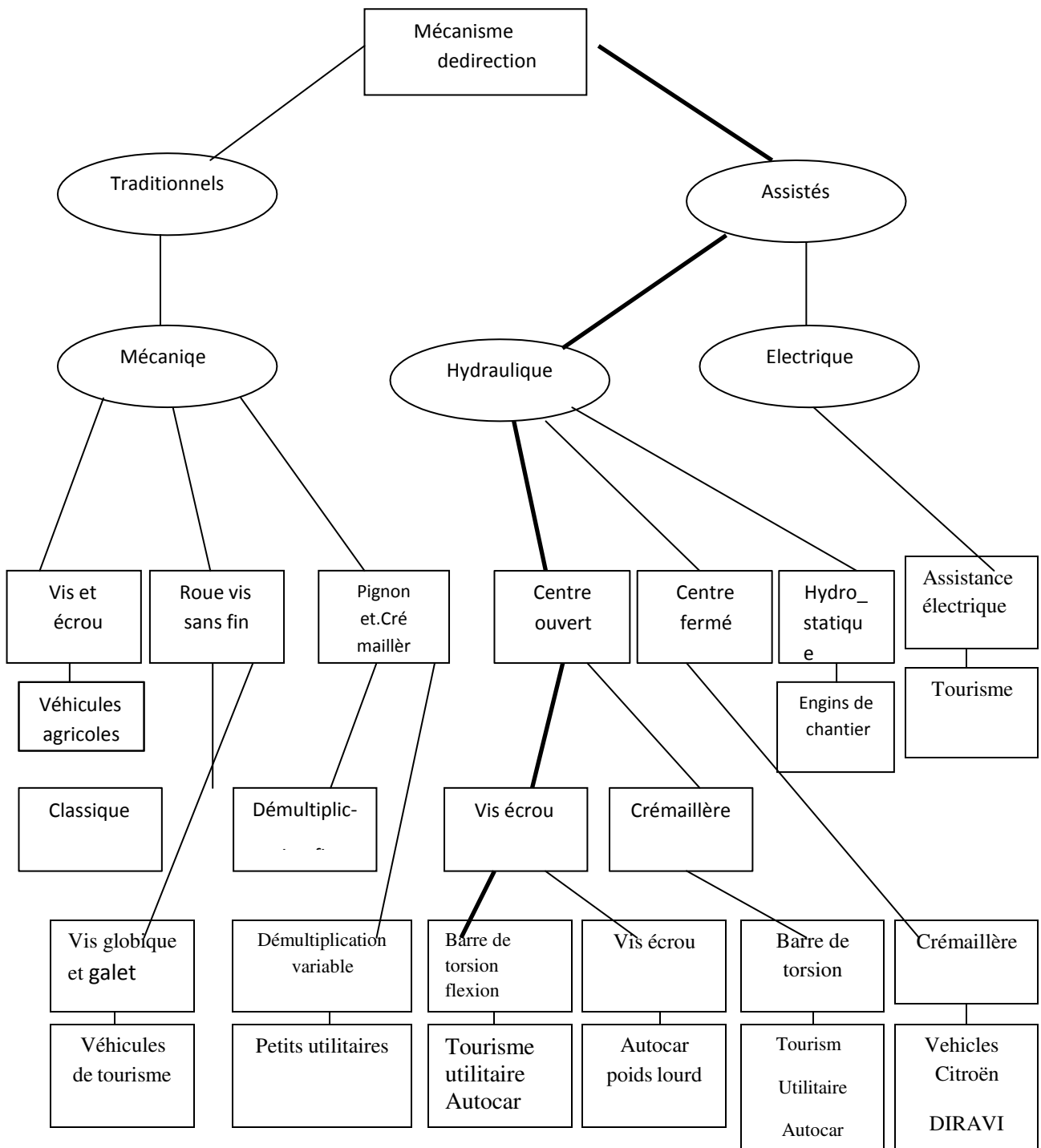


Figure III.7: Organigramme de direction automobile et assistance. [20]

II.4.1.3. Normes et articles « liés au système de direction » : [20]

Ordonnance concernant les exigences techniques requises pour les véhicules routiers, mise en vigueur le 01 octobre 1995 liée au système de direction.

1. La direction doit avoir un jeu réduit et être d'un maniement facile.

2. Si la force de commande nécessaire pour manier le volant excède 300N en première vitesse dans un virage serré, un dispositif d'assistance de la direction est indispensable ; en cas de défaillance de ce dispositif, la force de commande ne doit pas excéder 500N dans les quatre premières secondes.

3. Le mécanisme et la géométrie de la direction doivent être conçus et réglés de manière qu'il ne se produise pas de shimmy et que le véhicule roule toujours en ligne droite quand la direction est en position normale.

II.4.2. Directions traditionnelle:

Les directions « traditionnelles » sont les directions mécaniques, l'énergie nécessaire au pivotement des roues directrices est fournie par le conducteur.

Ce type de mécanisme, simple, convient lorsque l'action appliquée aux roues directrices du véhicule est relativement faible.

II.4.3. Direction assistée :

La commande de direction des véhicules impose au conducteur de direction par l'intermédiaire du volant le couple de pivotement dû à l'action du sol sur les roues directrices pour pouvoir modifier à volonté sa trajectoire. L'appareillage constituant la direction doit lui permettre d'agir sans fatigue excessive et en toute sécurité.

C'est pour améliorer ces deux derniers points que se sont développés les systèmes qualifiés de « Directions assistées » celles-ci permettent :

- D'une part de limiter l'effort que le conducteur exerce sur le volant afin de faire tourner les roues grâce à un système d'assistance,
- D'autre part d'assurer quelques autres fonctions utiles telle que le « durcissement » de la direction au fur et à mesure que la vitesse de déplacement du véhicule augmente.

Ces fonctions assurées par les directions assistées sont des caractéristiques des systèmes asservis.

La direction assistée est un système mécanique d'assistance à l'orientation des roues d'un véhicule automobile. Il existe trois types de direction assistée :

Électro-hydraulique.

II.4.3.1. La direction à assistance Hydraulique (DAH) :

Elle utilise une pompe hydraulique entraînée par le moteur thermique et un vérin hydraulique double effet pour aider au déplacement de la crémaillère.

Pour limiter les efforts à exercer sur le volant en toutes conditions, elle est équipée d'un système d'assistance hydraulique de la direction.

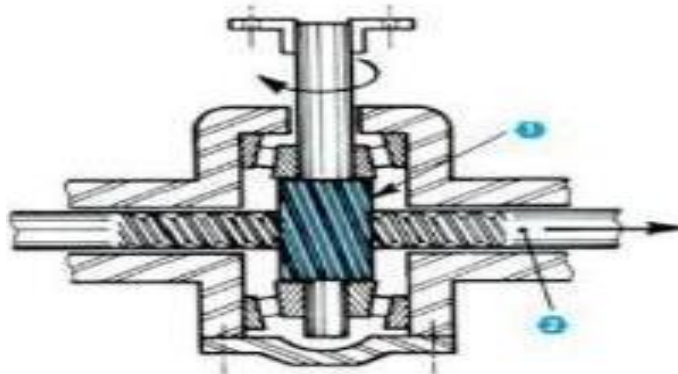
Les systèmes les plus simples développent un effort à peu près proportionnel au mouvement angulaire donné au volant, une régulation sommaire par clapets tarés limitant les variations de pression hydraulique dues aux variations de vitesse de rotation de la pompe hydraulique

II.4.4. Types de direction assistée hydraulique :

Les directions assistées hydrauliques sont associées à deux grands types de directions mécaniques : à vis écrou et à pignon crémaillère.

Plusieurs familles d'assistance hydrauliques peuvent être définies en fonction de deux critères suivant le principe d'utilisation de l'énergie ou le principe de commande du distributeur.

II.4.4.1. Direction à crémaillère :



1 : Pignon. 2 : Crémaillère.

Figure III.8: Crémaillère de direction. [21]

C'est le système de direction le plus utilisé dans le domaine des voitures particulières et des camions légers, avec une démultiplication directe, une grande rigidité et un bon rendement. La liaison entre la direction et les roues directrices n'exige qu'un petit nombre de pièces. Cette direction est couramment utilisée car elle présente beaucoup d'avantages.

Avantage	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> • Légèreté et précision • Faible prix de revient • Faible encombrement de l'ensemble crémaillère-timonerie. • Une réduction des articulations et des jeux 	<ul style="list-style-type: none"> • Réversible <p>Faible démultiplication</p>

✚ Principe de fonctionnement :

Le volant fait tourner un pignon par l'intermédiaire de la colonne de direction qui doit être articulé. Ce pignon peut déplacer la crémaillère d'un côté ou de l'autre.

La crémaillère est reliée aux leviers par des biellettes qui permettent le débattement en hauteur des roues.

Les biellettes sont parfois fixées au milieu de la crémaillère et non à chaque bout

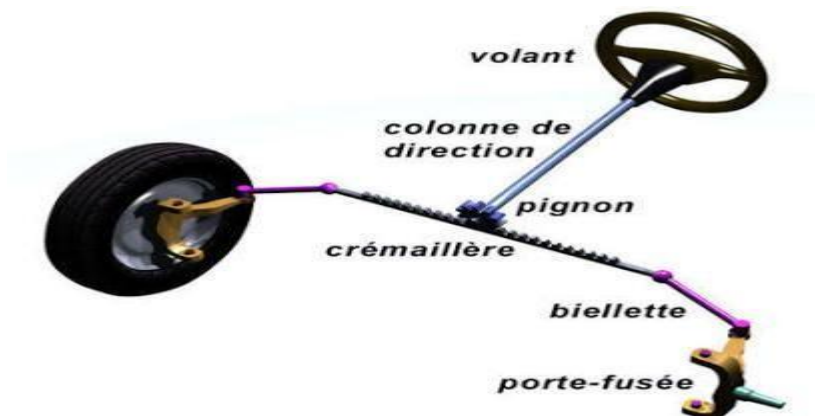
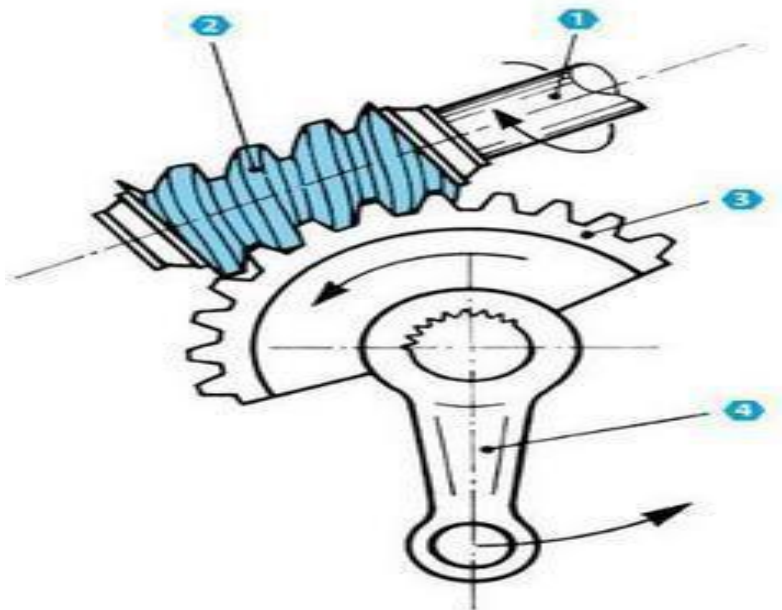


Figure III.9: Système de direction à crémaillère [21]

II.4.4.2.Direction à boîtier :



1 : Colonne de direction. 2 : Vis sans fin.
 3 : Secteur de route dentée. 4 : Bielle pendante.

Figure III.10: Boîtier de direction à vis et secteur. [21]

La direction à boîtier assure la démultiplication du mouvement entre la colonne de direction et la bielle, elle réalise l'irréversibilité du système de direction grâce à l'utilisation du système de roue et vis sans fin. Intégré généralement avec système d'assistance hydraulique.

Le boîtier de direction est un mécanisme robuste qui permet une multiplication importante du couple. Pour ces raisons, il est couramment utilisé en poids lourds où la charge supportée par l'essieu directeur est tellement grande que ça va produire un couple important et ça va nécessiter également une grande irréversibilité.

Avantage	Inconvénient
<ul style="list-style-type: none"> • Démultiplication importante de couple • Grande irréversibilité 	<ul style="list-style-type: none"> • Manque de sensibilité et de précision.

Principes de fonctionnement

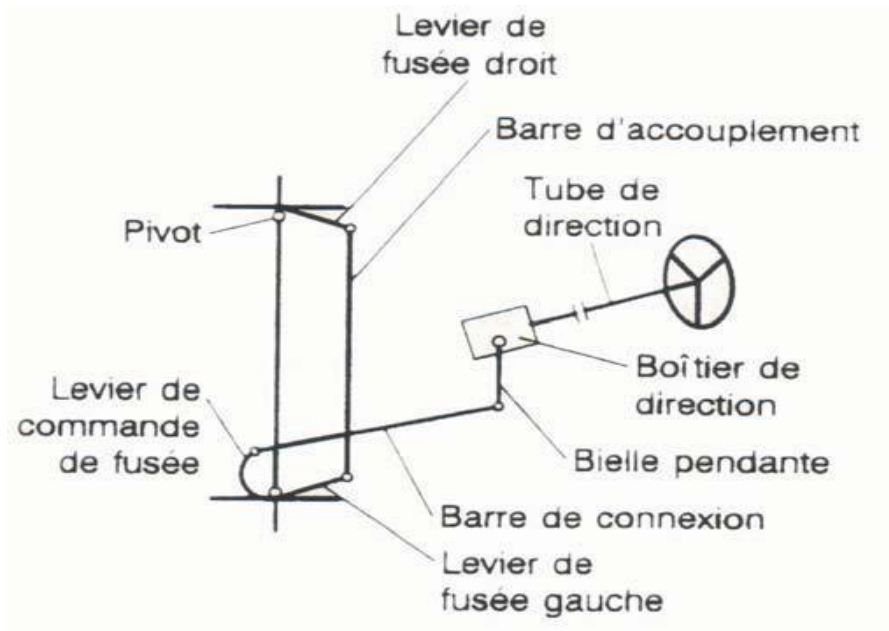


Figure III.11 : Système de direction à boîtier

En tournant le volant à droite ou à gauche, le conducteur fait tourner la colonne de direction (tube de direction), l'extrémité de cette dernière est liée à l'arbre d'entrée du boîtier par un emmanchement cannelé et une bride de serrage boulonnée, cet arbre tourne sur lui-même.

Le boîtier de direction démultiplie ce mouvement en une rotation de l'arbre de sortie placé perpendiculairement au premier. Cette rotation fait pivoter en arrière ou en avant la bielle pendante qui est fixée sur l'arbre de sortie du boîtier.

La bielle pendante tire ou pousse la barre de connexion qui fait pivoter la roue gauche, en agissant sur le levier de commande de fusée.

La roue droite pivote dans le même sens que la gauche grâce aux leviers de fusée et à la barre d'accouplement.

II.4.5. Les composants principaux d'un système de direction:

Ce schéma nous donne les principaux composants qui constituent le système de direction assistée automobile :

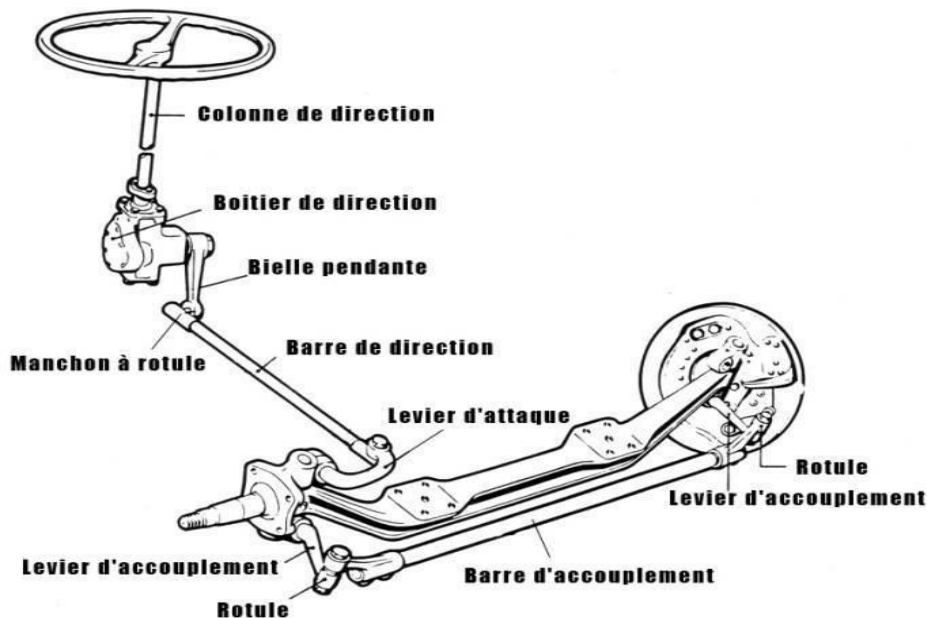


Figure III.12 : Principaux composants de la direction. [22]

a) Le volant :

Le volant est un disque métallique qui est assemblé à un flasque, et manœuvré par le conducteur, il est généralement en fonte ou en acier et comporte un ou plusieurs repères.

Le volant constitue un élément important du système de direction car il est la pièce qui entraîne toutes les autres. Il permet de transformer l'effort du conducteur en un effort de rotation,

b) Le colonne de direction :

C'est la pièce qui relie le volant à l'ensemble du boîtier de direction, elle est constituée d'une barre longue de forme cylindrique sollicitée principalement à la torsion.

Elle transmet le mouvement de rotation du volant au boîtier de direction.

b) Support du boîtier de direction

Fixe le boîtier de direction au châssis

c) Boitier de direction

La pièce maitresse du système dont la fonction est d'assurer la démultiplication du mouvement entre la colonne de direction et le levier pendant.

d) Levier pendant

C'est le levier de braquage, il assure les angles de braquage et relie l'axe de sortie du boîtier de direction à la bielle de direction

e) Bielle de direction

La bielle de direction est l'organe qui transmet le mouvement du levier pendant au levier d'attaque de l'essieu (pont), les rotules de fixation de la bielle assurent le passage du couple en tous points de la trajectoire du levier pendant sur le plan horizontal du levier d'attaque Levier de direction ou d'attaque

Il relie la bielle de direction à la fusée à laquelle il est solidaire.

f) Les fusées

Elles supportent la roue, montées sur pivot elles peuvent tourner par rapport à l'essieu.

g) Les leviers d'accouplement

Ils permettent de transmettre les mouvements via la barre d'accouplement d'une fusée à l'autre.

h) La barre d'accouplement

Elle relie les fusées et permet par l'intermédiaire des manchons à rotule d'agir sur le parallélisme des roues.

II.5.Synthèse différentiel

II.5.1.Introduction

Les conceptions modernes des véhicules utilisent un pont moteur dont le but est de transmettre la puissance depuis le moteur jusqu'aux roues. La plupart des ponts moteurs utilisent une transmission par engrenages à angle droit entre l'arbre de transmission et les arbres des roues. De plus, le pont moteur comporte un jeu d'engrenages de différentiel pour permettre aux deux roues de tourner à des vitesses différentes lorsque le véhicule décrit une courbe. Il y a une grande variété de ponts moteurs, chacune ayant des caractéristiques particulières.

II.5.2.Généralités sur les ponts moteurs

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 (figure 1.3) soit à suspension indépendante (figure 1.4). [GLE71]



Figure 1.1: Pont moteur arrière.



Figure 1.2: Pont moteur avant (direction).

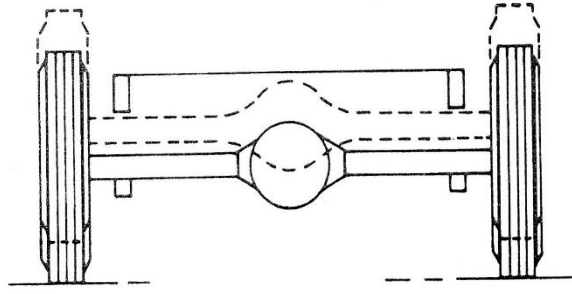


Figure 1.3: Pont rigide. [GLE71]

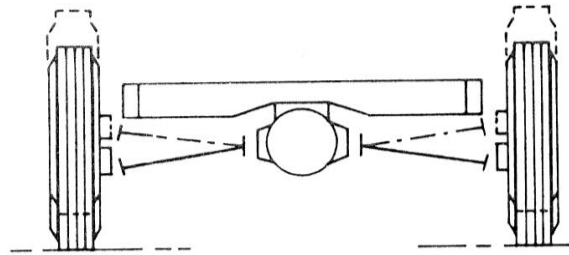


Figure 1.4: Pont à suspension indépendante. [GLE71]

II.5.3. Types de pont moteurs

II.5.3.1. 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.

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. Celui-ci, par conséquent ne transmet que la torsion à la roue motrice. 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.

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. [GLE71]

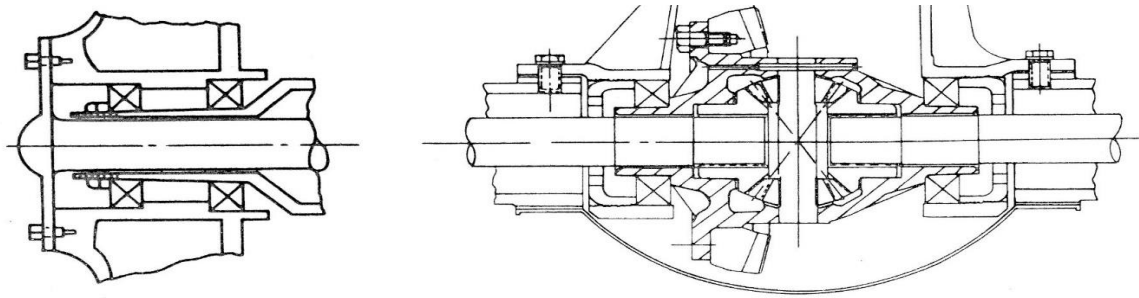


Figure 1.5 : Pont complètement flottant. [GLE71]

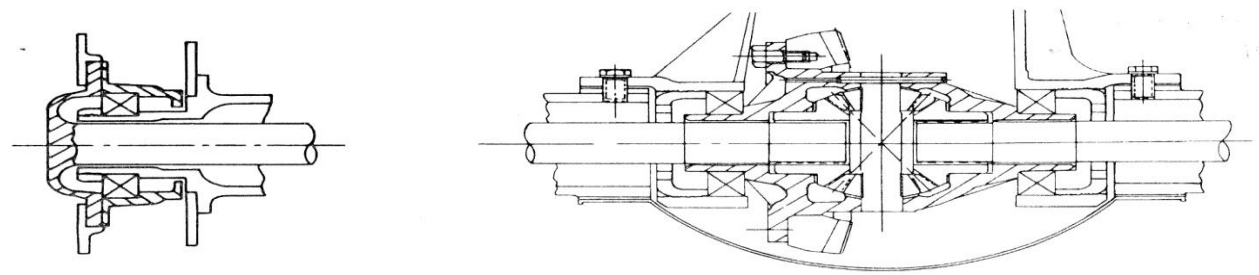


Figure 1.6 : Pont aux trois quarts flottants. [GLE71]

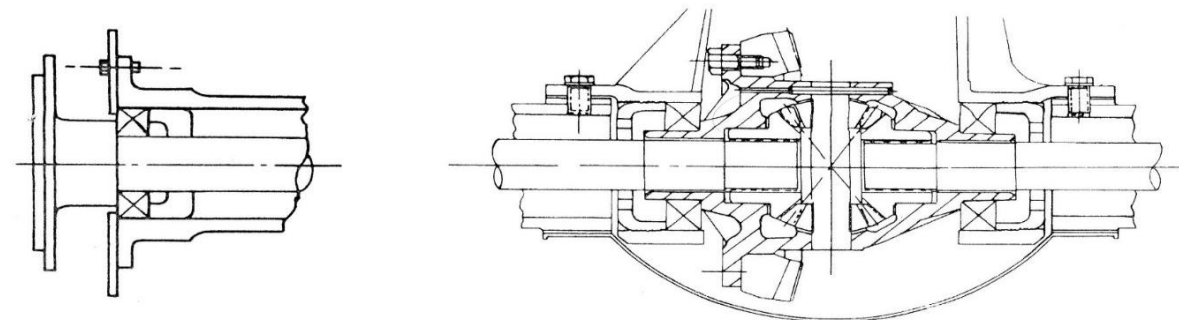


Figure 1.7 : Pont semi-flottant. [GLE71]

II.5.3.2.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.

Il y a deux principaux types de ponts à suspension indépendante : le type pivot et le type parallèle.

Le type pivotant (figure I.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.

Le type parallèle (figure I.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. [GLE71]

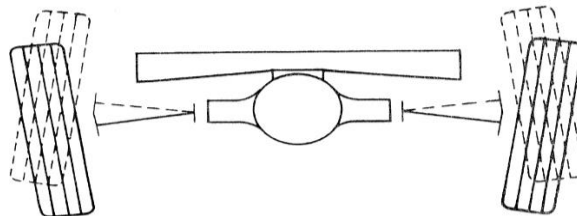


Figure 1.8 : Pont à suspension indépendante du type pivotant. [GLE71]

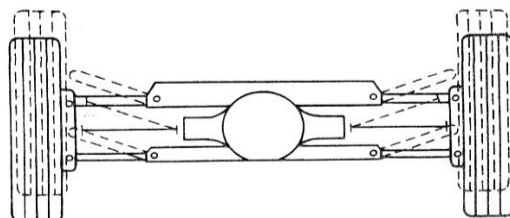


Figure 1.9 : Pont à suspension indépendante du type parallèle. [GLE71]

II.5.3.3.Pont combine

Le pont type de Dion est une combinaison du type rigide et du type à suspension indépendante [GLE71]. Le système de Dion a été breveté par le comte de Dion et Georges Bouton en 1894 [DUY14]. Il comprend un boîtier de différentiel fixé au châssis des arbres de roue à suspension indépendante [GLE71]. Les deux porte-roues motrices sont éventuellement reliés par un tube courbé pour contourner le différentiel et ce tube peut être contrôlé par divers systèmes d'amortissement [DUY14].

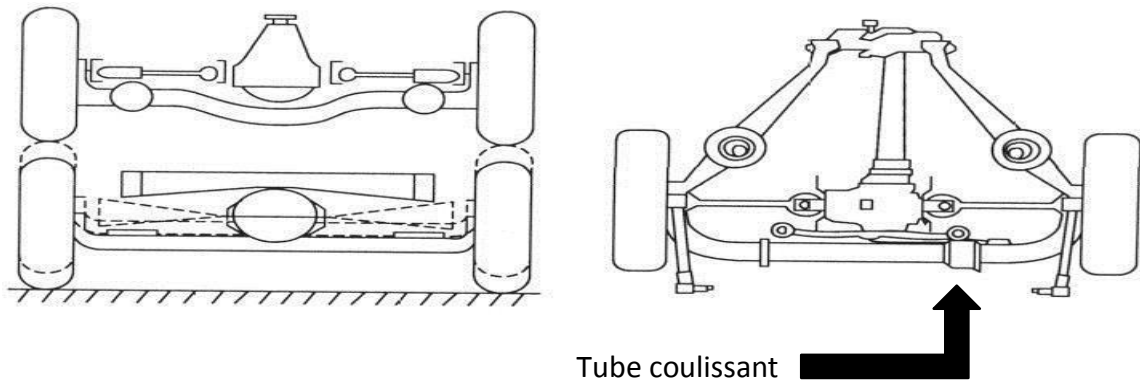


Figure 1.10 : Suspension de Dion. [DUY14]

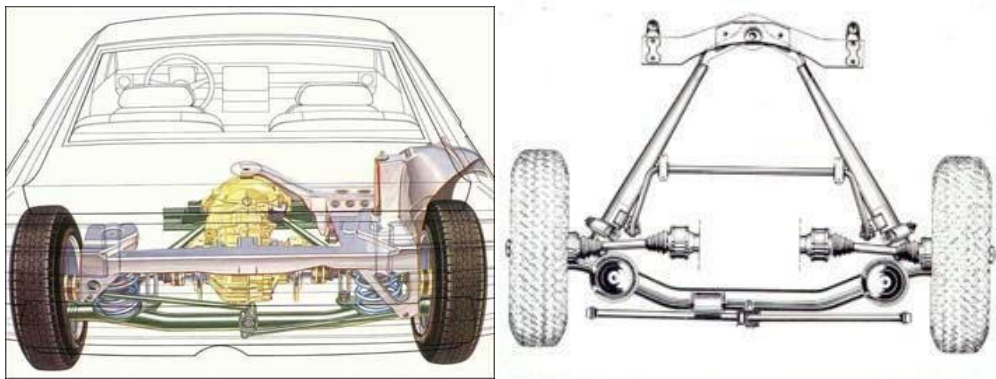


Figure 1.11 : Essieu de Dion Alpha Romeo GTV6. [DUY14]

II.5.4.3. Le module

Pour assurer la transmission, les pas du pignon et de la roue doivent être identiques voir la figure (I, 12) donc :

$$\text{Pas}_1 = \text{pas}_2 = \text{pas} = p$$

Soit d_1 , le diamètre primitif du pignon. Soit d_2 , le diamètre primitif de la roue.

On a :

$\pi \times d_1 = p \times Z_1 = \text{périmètre du cercle primitif de la roue}$. Le rapport est appelé module de l'engrenage, Il est noté m .

On a donc : $d = m \times Z_1 = m \times Z_2 \longrightarrow \mathbf{d = m \times Z}$

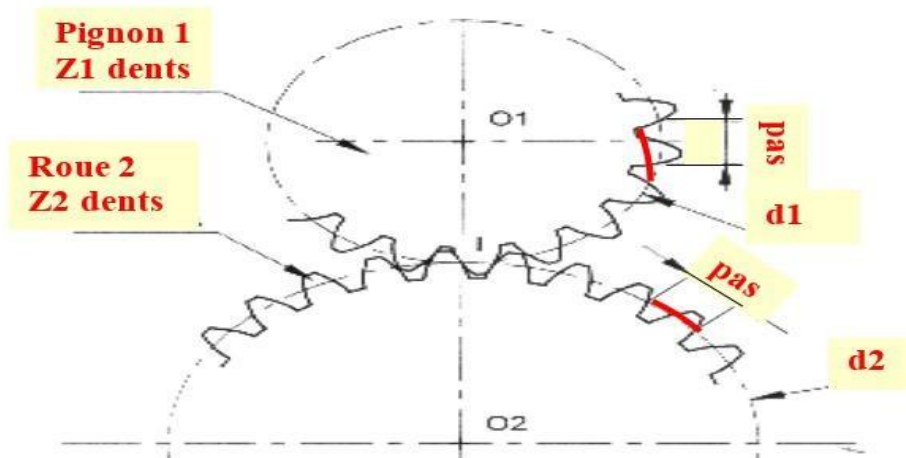
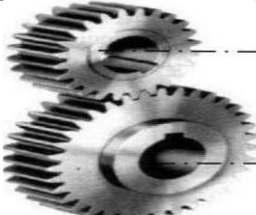
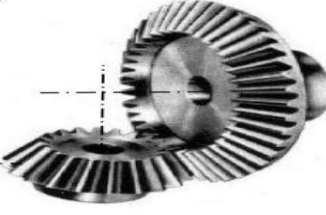



Figure 1.12 : Les pas du pignon et de la roue.

II.5.4.4. 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 le tableau (4) suivant :

Tableau (4) : Types d'engrenages. [BOU16]

Les engrenages droits (à axes parallèles)	Les engrenages coniques (à axes concourants)	Les engrenages gauches
		

II.5.8. Les types d'engrenages utilisés pour les ponts de la SNVI

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. Ces caractéristiques sont énoncées dans le tableau II.5 et étudiées plus en détail ci-après. [GLE71

II.5.8.1. Engrenage spiro-conique

Les engrenages spiro-coniques sont un cas particulier des engrenages coniques. Ils sont donc définis par un ensemble de paramètres communs à tous les engrenages coniques ces paramètres définissent leur « carte d'identité géométrique ». Le tableau (5) faisant référence à la figure (I.16), énonce ces paramètres.

Angle des axes	Σ
Angle primitif	δ
Diamètre primitif	D
Angle de tête	δa
Diamètre de tête	d_a
Angle de pied	δf
Diamètre de pied	d_f
Largeur de denture	B
Saillie	h_a
Angle de saillie	νa
Creux	h_f
Angle de creux	νf
Hauteur	H
Angle de hauteur	ν
Génératrice primitive	R
Génératrice moyenne	R_m

Tableau 5 : Carte d'identité

Géométrique.

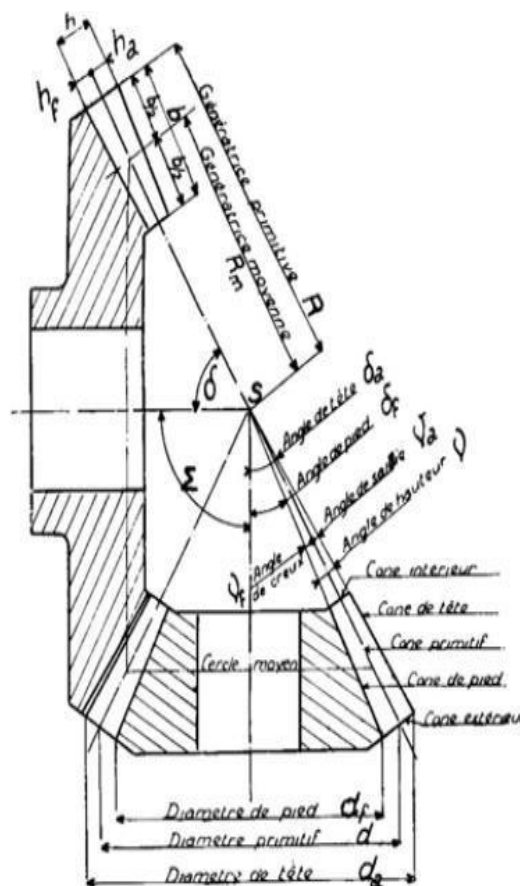


Figure 1.16 : Géométrie d'un engrenage conique.

La génération de la denture conique s'effectue à partir d'une « roue plate génératrice ». La (Figure I.17) fournit une représentation du cône primitif d'une roue taillée, d'axe XI , tangent suivant SI au plan primitif P de la « roue plate génératrice » tournant autour de XO .

La forme de denture de la « roue plate génératrice » permet de définir trois principaux types de dentures :

- Denture droite (Figure I.18.a) : dent prismatique passant par le sommet S du cône primitif de la pièce.
- Denture hélicoïdale (Figure I.18.b) : dent prismatique passant par le sommet S' , décalé par rapport au sommet S d'un angle β .
- Denture spirale (Figure I.18.c) : surface d'égale pente, formée par des segments également inclinés par rapport au plan primitif P , s'appuyant sur une courbe directrice v caractérisant le type de denture.

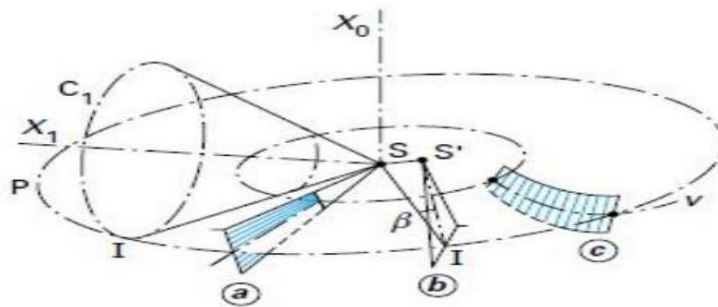


Figure 1.17: Roue plate génératrice de taillage des roues coniques. [TEI12]

Afin de compléter la définition des engrenages spiro-coniques, trois principales dispositions de denture peuvent être définies, toutes comportant une spirale :

- la denture « Zerol » (Figure I.18.a), cas particulier de la denture « Spirale », avec angle de spirale nul ;
- la denture « Spirale » (Figure I.18.b), pignon et roue d'un engrenage à axes concourants ;
- la denture « Hypoïde » (Figure I.18.c), pignon et roue d'un engrenage à axes décalés. [TEI12]

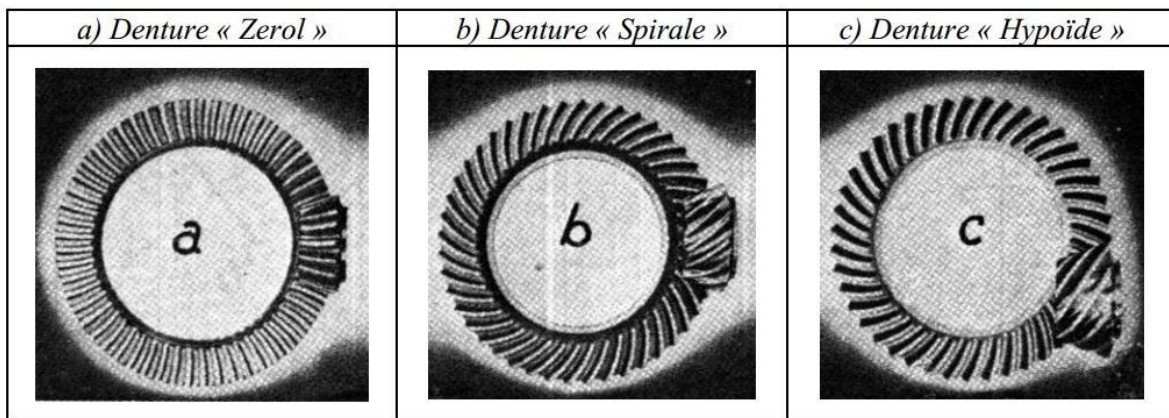


Figure 1.18 : Différents types d'engrenages spiro-coniques. [TEI12]

Les engrenages spiro-coniques sont utilisés dans de nombreuses applications industrielles. Ils assurent un renvoi d'angle entre un arbre d'entrée et un arbre de sortie et sont présents principalement dans les boîtes de transmission automobiles, ferroviaires ou aéronautiques.

Ils sont capables de supporter des charges élevées pour un fonctionnement relativement silencieux. Leur montage est délicat et leur fabrication, complexe, tente de compenser l'influence de défauts de positionnement. Ces engrenages sont souvent utilisés dans des applications avec des charges et des vitesses élevées. [WAN14]

II.5.8.2. Engrenage hypoïde

Ce type d'engrenage comporte deux organes coniques, pignon et roue, mais avec un désaxage E des deux axes.

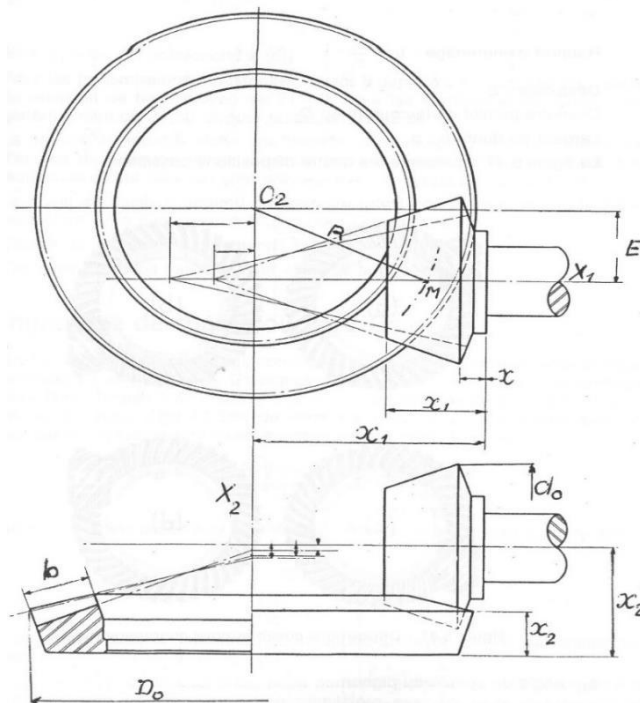


Figure (1.19): Engrenage hypoïde. [HEN07]

Il était très utilisé dans le cas de transmission arrière des automobiles, car il permettait d'abaisser l'arbre de transmission, beaucoup plus plaisant pour les places arrière. [HEN07]

L'engrenage *hypoïde* est tellement spécial et complexe que les spécialistes qui ont à l'utiliser ont été obligés de connaître toutes les indications données par le constructeur de machines (Gleason, Klingelberg, Oerlikon) et avoir surtout une grande expérience. [HEN99]

La figure (1.20) représente les quatre dispositions possibles.

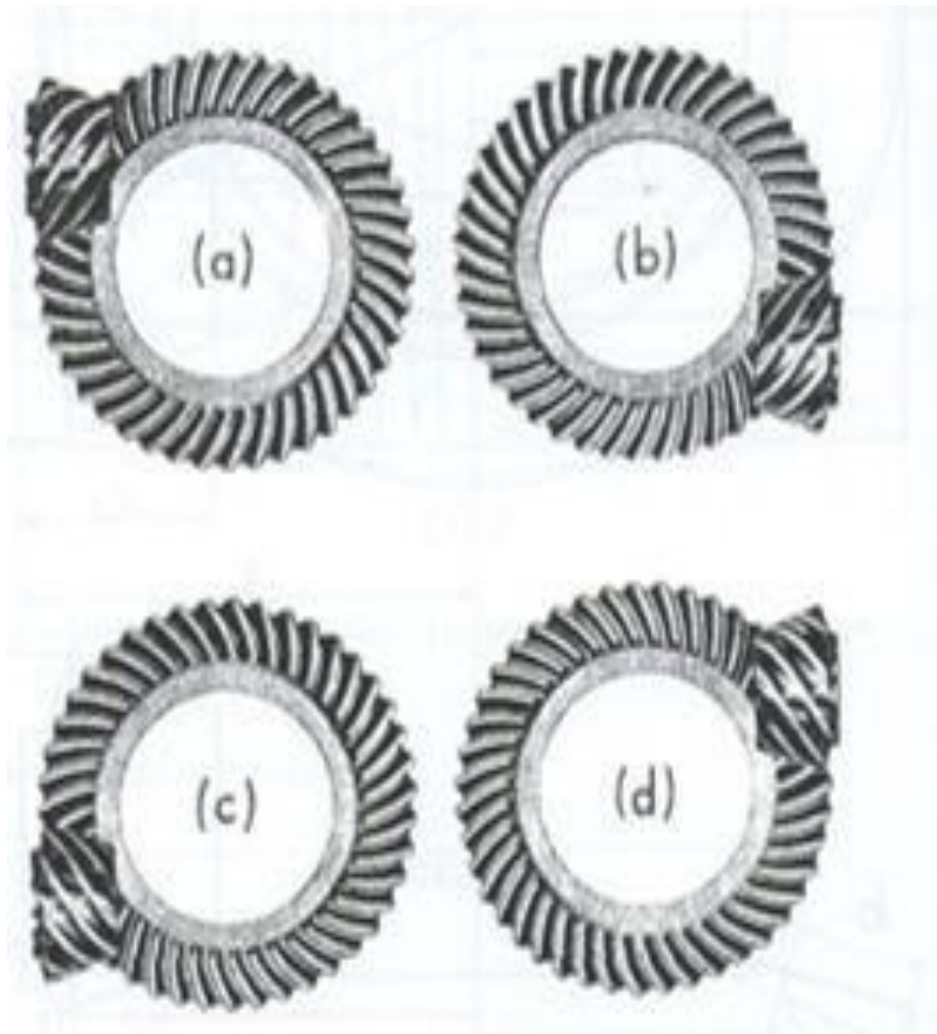


Figure (1.20) : Disposition possibles pour engrenage hypoïde. [HEN11]

II.5.8.3. Caractéristiques des engrenages coniques spiraux et hypoïdes

Tableau 6 : Caractéristiques des engrenages coniques spiraux et hypoïdes. [GLE71]

CARACTERISTIQUES	HYPOIDE	CONIQUE SPIRAL
Silencieux	Plus silencieux.	Silencieux.
Résistance à la flexion	Charges supérieures jusqu'à 30% suivant l'entraxe aussi meilleur équilibre de résistance.	Plus faible.
Résistance au piquage	Charges supérieures jusqu'à 175% suivant l'entraxe.	Plus faible.
Résistance au grippage	Plus faible.	Charges supérieures jusqu'à 200%.
Vitesse de glissement	Jusqu'à 200% supérieure suivant l'entraxe.	Plus faible.
Rendement	Jusqu'à 96% suivant la charge et le rapport.	Jusqu'à 99% suivant la charge et le rapport.
Lubrifiant	EP (extrême-pression).	EP moyen.
Sensibilité au non-alignement	Varie avec la rigidité du montage et le diamètre de fraise.	Varie avec la rigidité du montage et le diamètre de fraise.
Fabrication	Fraise à plus grande largeur entre pointes ; Plus facile à roder.	Fraise à plus petite largeur entre pointes ; Plus difficile à roder
Rapport	Préférable pour rapports élevés.	Préférable pour faibles rapports.
Position du centre de gravité du véhicule	Arbre de transmission plus bas.	Arbre de transmission plus haut.
Diamètre extérieur du boîtier de différentiel	Plus petit ; Espace disponible réduit du fait de l'interférence avec le pignon.	Plus grand ; Espace disponible plus important.
Réaction sur les appuis	Plus grande poussée sur le pignon.	Poussée plus faible sur le pignon.

Silencieux

Les engrenages hypoïdes se rodent plus facilement de toute la surface de denture. Ceci améliore l'aptitude au rodage des engrenages et engendre un fonctionnement plus doux et plussilencieux.

Résistance à la flexion

Les engrenages hypoïdes ont des angles de spirale différents sur la roue et sur le pignon conjugué. Dans la disposition usuelle, le module apparent du pignon sera plus fort que celui de la roue et par conséquent le diamètre du pignon sera plus grand que le diamètre du pignon conique spiral correspondant.

Résistance au piquage

Du fait de l'augmentation des dimensions du pignon hypoïde et de l'angle de spirale plus élevé sur le pignon hypoïde, le rayon de courbure relatif avec les dents de la roue conjuguées est plus grand que sur l'engrenage conique spiral correspondant.

Résistance au grippage

Les engrenages coniques spiraux sont en général moins susceptibles au grippage que les engrenages hypoïdes. Cependant, avec les lubrifiants de pont généralement utilisés, le grippage n'est que rarement un problème sur les engrenages des véhicules.

Glissement

Les engrenages coniques spiraux et hypoïdes ont tous les deux un glissement suivant le profil. L'augmentation résultante du glissement sur les dentures hypoïdes amène une augmentation de la chaleur générée. Une étude détaillée du lubrifiant et de refroidissement doit être faite pour s'assurer du maintien d'une température de fonctionnement raisonnable.

Rendement

Le rendement des engrenages coniques spiraux et hypoïdes est très élevé alors que celui d'un engrenage hypoïde est légèrement inférieur. Le rendement dépendra de la valeur de l'entraxe hypoïde, et encore plus de la charge transmise. Le rendement augmente avec la charge.

Lubrifiant

Les engrenages coniques spiraux et hypoïdes présentent une combinaison de roulement et de glissement entre les dentures. Cependant, avec des vitesses de glissement élevées, l'échauffement par friction peut causer des températures très élevées au point de contact et provoquer ainsi la rupture du film d'huile. Dès lors, des lubrifiants hautes pressions sont nécessaires.

Sensibilité au non-alignement

La sensibilité des engrenages coniques spiraux ou hypoïdes au non alignement est déterminée par la courbure longitudinale de la dent et le développement de la portée de denture. Des montages rigides réduisent les effets néfastes de la sensibilité des engrenages.

Fabrication

Les engrenages hypoïdes présentent deux avantages sur les engrenages coniques spiraux. Avec un pignon plus gros, la largeur entre les pointes de la fraise sera plus grande. Et avec un glissement longitudinal, les dents peuvent être rodées plus rapidement et plus uniformément.

Rapport

Pour les rapports élevés, le pignon hypoïde, ayant un plus grand diamètre que le pignon conique spiral correspondant. Pour des rapports moyens, des engrenages coniques spiraux ou hypoïdes seront satisfaisants.

Position du centre de gravité du véhicule

Avec les engrenages coniques spiraux, l'arbre de transmission est dans le même plan horizontal que les arbres de roue. Avec la disposition usuelle des engrenages hypoïdes, l'arbre de transmission est en dessous des arbres de roue du fait du décalage du pignon. Ceci abaisse le centre de gravité du véhicule et réduit la hauteur du tunnel à l'intérieur de l'habitacle.

Diamètre extérieur du boîtier de différentiel

Les engrenages coniques spiraux permettent l'emploi d'un boîtier de différentiel plus grand. Avec les engrenages hypoïdes, lorsque l'entraxe augmente, le pignon se déplace axialement vers de la roue, diminuant ainsi l'espace disponible pour les engrenages de différentiel.

Réaction sur les appuis

En considérant un engrenage conique spiral et l'engrenage hypoïde correspondant ayant le même angle de spirale moyen, le pignon hypoïde aura un angle de spirale plus élevé et la roue hypoïde un angle de spirale plus faible que l'engrenage conique spiral. Du fait du plus grand angle de spirale sur le pignon hypoïde, la poussée axiale sur les appuis du pignon sera plus forte et la poussée sur les appuis de la roue sera plus faible. [GLE71]

II.5.9. Les organes essentiels du pont

Le pont est l'ensemble formé par le renvoi d'angle, le différentiel, les demi-arbres de roues, les freins et les moyeux support de roues. [MIT]

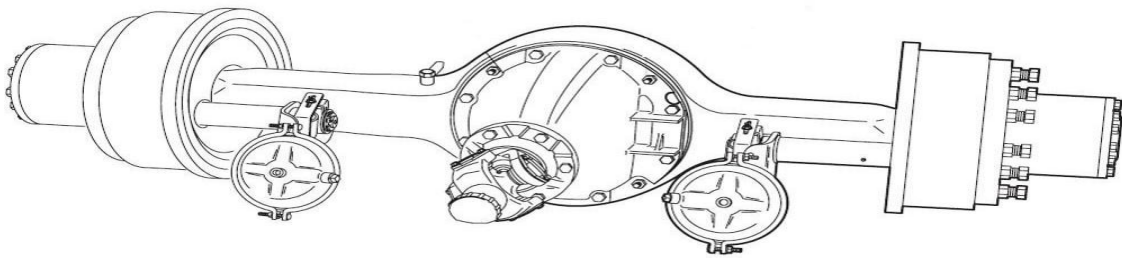


Figure 2.1 : Pont complet d'un véhicule.

II.5.9.1. Le renvoi d'angle et le différentiel

Les organes qui constituent le mécanisme démultiplicateur de la transmission entre la boîte de vitesse et les roues motrices sont le renvoi d'angle réducteur et le différentiel [DMM81].

Le renvoi d'angle

Le renvoi d'angle est un couple de deux pignons à denture conique assurant la transmission de rotation entre deux arbres concourants dans un même plan, formant un angle entre eux. Il a un double rôle :

- Assurer une démultiplication adaptée à la vitesse de rotation et à la puissance du moteur, à la circonférence utile des pneumatiques, au poids du véhicule et aux performances recherchées.
- Transformer le mouvement d'un arbre contenu dans le plan médian du véhicule, ou parallèle à celui-ci en un mouvement perpendiculaire à ce plan (les moteurs transversaux ne possèdent pas de renvoi d'angle). [MIT]

Principe de fonctionnement du différentiel

La fonction primaire d'un différentiel est de permettre aux deux roues motrices d'un même train de véhicule de tourner à des vitesses de rotation différentes afin d'éviter le glissement du pneumatique sur la chaussée. Ce glissement apparaîtrait, en cas de liaison rigide entre les deux roues motrices, notamment lors de la conduite dans un virage, mais aussi en ligne droite en raison des diamètres des deux pneumatiques qui ne peuvent être parfaitement égaux.

La figure (2.2) illustre l'ensemble des fonctions et des contraintes d'un différentiel en fonctionnement nominal, sous la formalisation d'un diagramme pieuvre. Ce produit doit répondre à quatre Fonctions Principales (FP):

FP1 : permettre de transmettre une partie de la puissance de l'arbre de sortie de la boîte de vitesse vers le cardan gauche de manière uniforme ;

FP2 : permettre de transmettre une partie de la puissance de l'arbre de sortie de la boîte de vitesse vers le cardan droit de manière uniforme ;

FP3 : permettre la répartition de la vitesse de rotation entre les cardans ;
FP4 : garantir la mise en position des cardans par rapport au carter de pont.

A cela s'ajoutent principalement trois contraintes :

C1 : Assurer le confort acoustique de l'utilisateur ;
C2 : Permettre l'admission de lubrifiant ;
C3 : S'insérer dans le carter de pont.

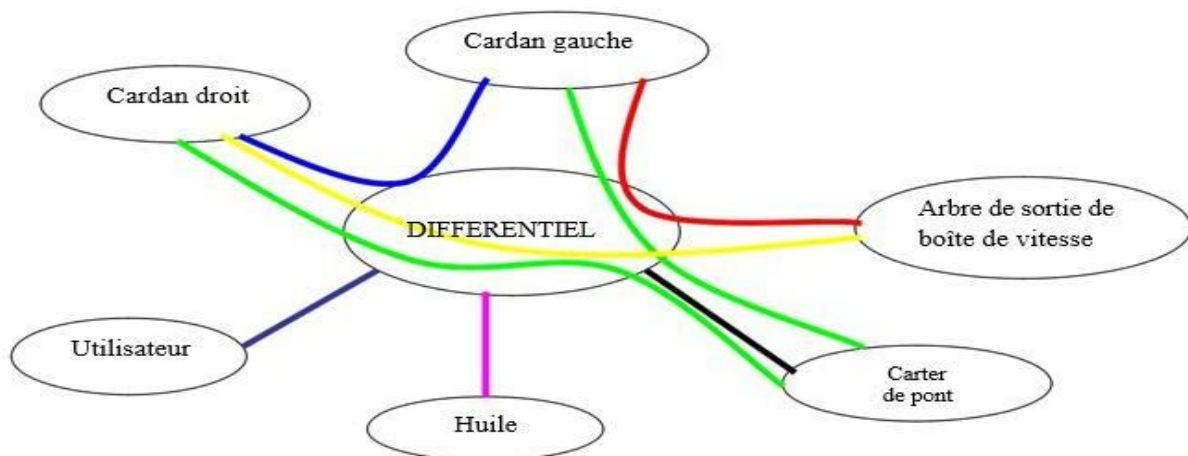


Figure 2.2: Diagramme pieuvre du produit différentiel. [BER05]

Le terme « carter de pont » désigne soit le carter de boîte de vitesses dans le cas d'un véhicule à roues motrices avant (traction), soit le carter de pont arrière dans le cas d'un véhicule à roues motrices arrière (propulsion) ou à transmission à quatre roues motrices. Il s'agit dans tous les cas d'un carter dans lequel le différentiel doit s'insérer.

La figure (2.2) permet de constater qu'en plus de la fonction cinématique de répartition de vitesse de rotation, le différentiel doit également transmettre la puissance aux deux roues du véhicule et participer au guidage des deux arbres de transmission par rapport au carter de boîte de vitesses.

La solution répondant à ces fonctions est utilisée sur les véhicules automobiles, est le différentiel à pignons coniques droits. Le schéma cinématique minimal de cette solution est décrit sur la figure II.30 ci-dessous.

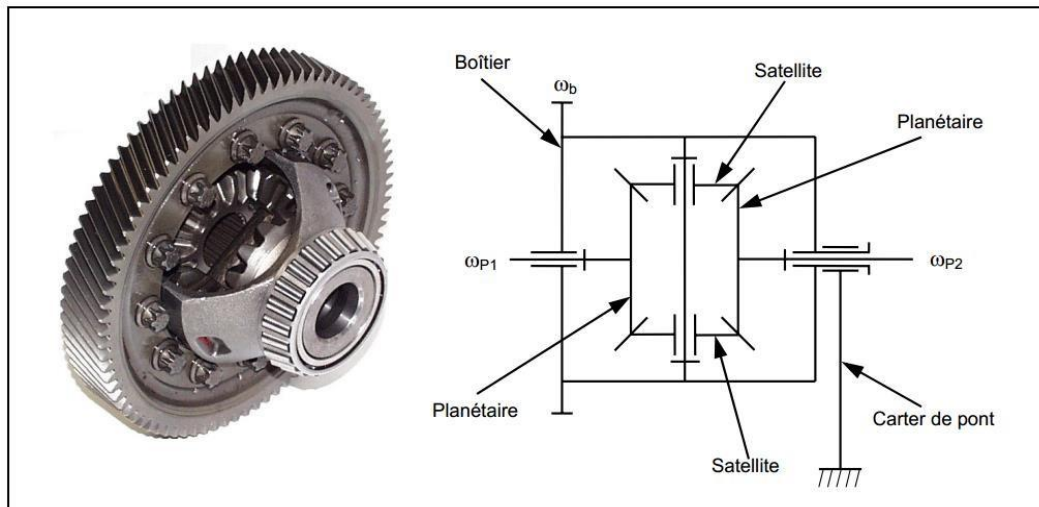


Figure 2.3 : Schéma cinématique minimal d'un différentiel à pignons coniques. [BAU06]

Le boîtier de différentiel comporte une couronne dentée entraînée par l'arbre de sortie de la boîte de vitesses. Les deux pignons coniques de sortie sont nommés « planétaires » et entraînent les deux arbres de transmission reliés aux roues motrices. D'un point de vue cinématique, un seul pignon « satellite » est nécessaire. Afin de diminuer les efforts radiaux sur les guidages des planétaires et les efforts sur les dents des pignons, on a recours à l'utilisation d'au moins deux satellites.

🚦 Analyse de fonctionnement

1^{er} cas : 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. [HAI11]

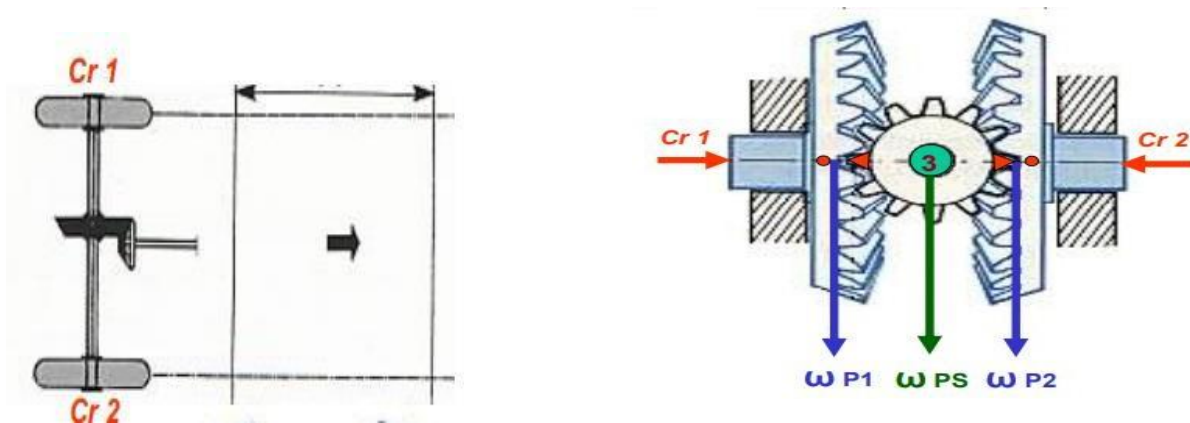


Figure 2.4: Répartition des charges dans une ligne droite.

Cr : Le couple résistant des arbres des roues ;

ω_p : Les vitesses des planétaires ;

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

Avec :

$$\omega_{P1} = \omega_{PS} = \omega_{P2} \text{ [HAI11]}$$

2^{ém} cas : 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. [HAI11]

En virage : $\omega_{P1} = \omega_{PS} + \omega_S$

$$\omega_{P2} = \omega_{PS} - \omega_S$$

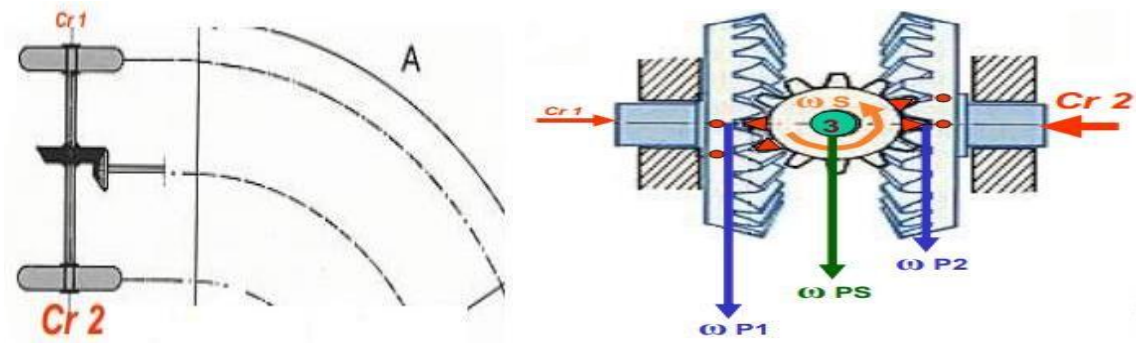


Figure 2.5 : Répartition des charges dans un virage.

Conclusion

Dans ce deuxième chapitre, nous avons présenté une description des différents types de pontsmoteurs ; cela a conduit à faire ressortir les effets de leurs différences de conception sur les montages des engrenages de pont. Ainsi nous avons parlé de l'utilisation des engrenages hypoïdes et coniques spiraux dans les ponts. Pour terminer, quelques généralités sur les organes du pont ont été abordés.

CHAPITRE III

Simulation du Comportement des Eléments de Transmission

III. 1 Introduction :

ZF a conçu pour ses clients une famille de boîte personnalisée, dès lors, on s'est focalisé sur ce type de boîte dans notre étude, et on a pris comme objet d'étude la boîte **ZF 16 S 151** (montés sur les camions TB 340). La boîte de vitesses **ZF 16 S 151** de la famille SNVI est la boîte de vitesses utilitaires la plus répandue en Algérie, depuis son arrivée sur le marché [23].

Table III. 1 : Caractéristiques TB 340

Boîte de vitesses :

Type : ZF 16 S 151
16 rapports avant synchronisés

2 marche arrière

Rapports extrêmes : 13.80 – 0.84

Capacité en huile : 11 L

Performances :

III.1. Tableau des vitesses en km/h :

Vitesse		1°	2°	16°
Rapports		13.80	11.15	0.84
Pont	5.86	5	6	83
	5.13	6	7	95

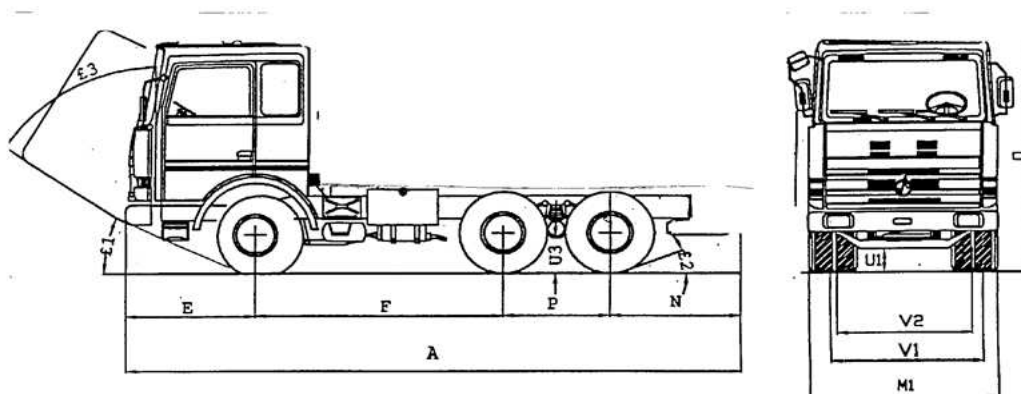


Figure III.1 : TB 340 (S.N.V.I.)

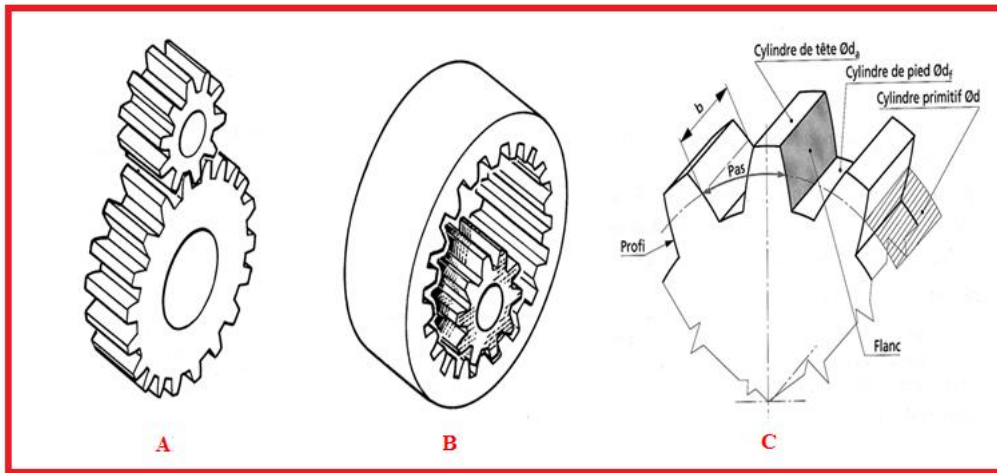


Figure III.2 : Morphologie des pignons utiles pour boîte de vitesse

A) Engrenage extérieur B) Engrenage intérieur C) Géométrie de la denture

Les boîtes de transmission à engrenages sont réparties en deux grandes familles qui sont :

Les boîtes réductrices ou multiplicatrices de vitesses, ce sont des boîtes de transmission à engrenages à un seul rapport de vitesses, utilisées pour des limites de fonctionnement bien établies ;

- les boîtes de vitesses, ce sont des boîtes de transmission par engrenages à plusieurs rapports de vitesses utilisées pour faire face à des conditions de travail variées imposant une plage d'utilisation étendue, c'est-à-dire une plage qui permet d'accorder les possibilités énergétiques du moteur aux besoins énergétiques du récepteur.

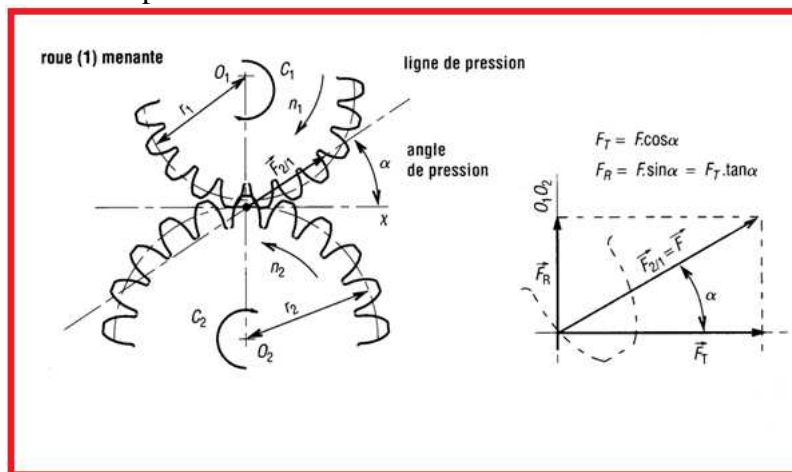


Figure III.3 : Morphologie des pignons utiles pour boîte de vitesse

III.2. Critère de disposition géométrique :

La transmission du mouvement de rotation, entre les arbres concourants, se fait par des réducteurs élémentaires à engrenages coniques ou par des groupements mixtes de réducteurs à engrenages coniques et cylindriques. On utilise le plus souvent les réducteurs à roue et vis sans fin ou un groupement mixte de réducteur à roue et vis sans fin et un réducteur à engrenages cylindrique [24]. Le changement de rapport ne peut se faire qu'à l'arrêt complet, à moins d'équiper l'installation d'un asservissement placé sur le système de commande du moteur pour que la vitesse de l'arbre primaire soit amenée à la valeur qu'elle aura après l'engagement des dentures. C'est alors un système complexe, nécessitant de coordonner plusieurs opérations en toute sécurité, donc difficile à réaliser et souvent très onéreux. Les baladeurs sont déplacés et maintenus en position par des fourchettes mues de l'extérieur du carter au moyen de leviers. Ces leviers peuvent être manuels ou motorisés (commande électrique ou pneumatique) [24].

➤ **BOITE DE VITESSE ZF**

C'est une boîte de vitesses synchronisées qui sont montés sur les camions, avec 16 rapports avant et deux marches arrière. Il se compose d'un module de base à quatre vitesses avec un doubleur de gamme en entrée et un groupe-relais à train épicycloïdal, comme représenté

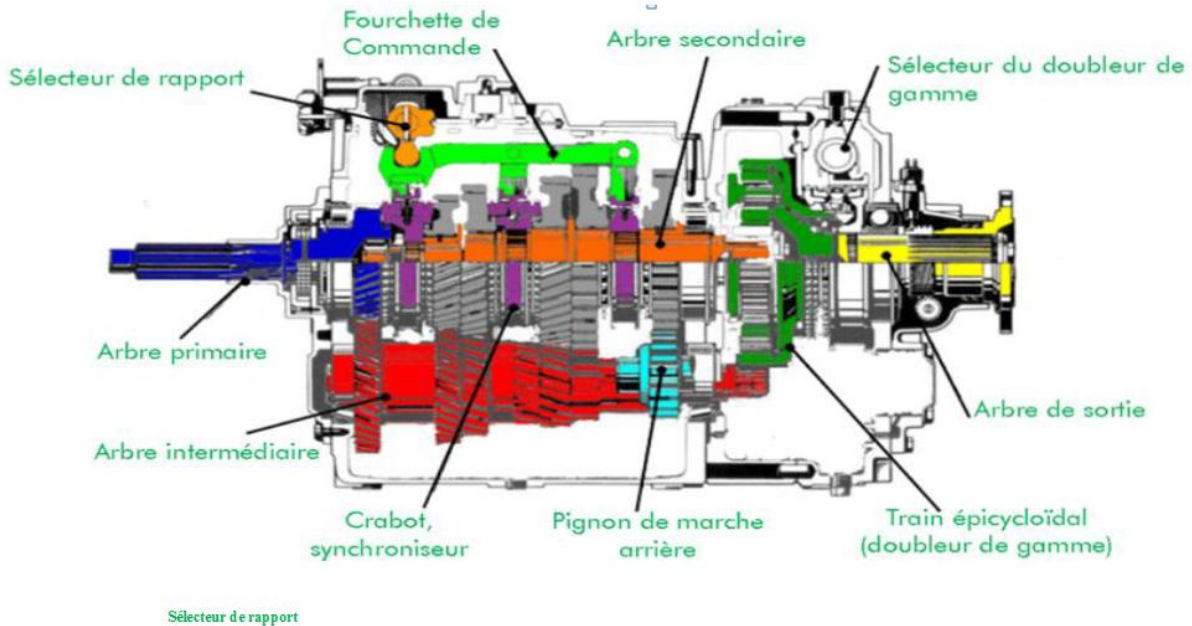


Figure III 4 : Boîte à vitesse ZF16 S 151 Ecosplit [25]

III.3 Eléments constitutifs de la boîte à vitesse ZF 16 S 151

III.3.1 Les arbres

La mission principale des arbres dans une boîte de vitesses est de transmettre le couple et la vitesse de rotation, grâce à des pignons montés ou bien usinés sur l'arbre.

Pour cela les arbres doivent supporter toute la charge provoquée par les pignons afin d'éviter le fléchissement des arbres, ce qui a mené les spécialistes des boîtes de vitesses à corriger la forme des dentures dans le but d'optimiser les conditions de contacts et concevoir des arbres avec des diamètres maximaux et les renforcer avec des paliers aussi rapprochés que possibles.

Dans une boîte et pour un couple donné, il y a toujours une denture fixe par rapport à son arbre porteur (arbre primaire ou intermédiaire), alors que le pignon récepteur qui porte la denture conjuguée est libre par rapport au sien (arbre secondaire ou récepteur) et ne lui sera lié – en couple – qu'après crabotage (synchronisation) [22].

III.3.2 Les paliers

Un palier constitue la fonction de liaison nécessaire entre un arbre tournant et le carter fixe. Il existe deux types de palier, les roulements et les paliers lisses. Les paliers, nombreux dans une boîte de vitesses, doivent répondre aux critères suivants [22]:

- réaliser un parfait alignement des arbres ;
- ne pas présenter de bruit propre ;
- être de dimension réduite ;
- avoir un bon rendement ;
- être facile à assembler ;
- Prix raisonnable.

III.3.3 Groupe relais (trains épicycloïdaux)

Ils autorisent de grands rapports de réduction sous un faible encombrement et sont régulièrement utilisés dans les boîtes à vitesses pour les camions de grand tonnage, afin d'augmenter le couple pour permettre au camion de démarrer dans les conditions les plus délicates (avec charge ou bien dans une pente...etc.). Les puissances transmises sont modérées et les rendements diminuent quand le rapport de réduction augmente. Une particularité permet de les identifier car les axes de rotation des roues dites satellites ne sont pas fixes dans le bâti mais tourbillonnent par rapport aux autres roues, ce qui rend leur étude plus complexe [26].

III.3.4 Synchroniseurs

Le synchroniseur est un embrayage progressif à friction conique. Il permet pour un faible effort de transmettre un couple très important pour emmener les arbres intermédiaires et primaires à la vitesse désirée. On peut changer donc rapidement le rapport sans arrêt du moteur.

La marche arrière reste encore un pignon intermédiaire baladeur. Son engagement ne peut donc se faire qu'à l'arrêt quasi-complet de la rotation de l'arbre primaire, ce qui peut demander un temps assez long pour les grosses boîtes dans lesquelles les inerties du disque d'embrayage et des pignons sont assez importantes. Pour faciliter cet engagement et le rendre sensiblement équivalent à celui d'un rapport avant synchroniser, on équipe les boîtes modernes d'un dispositif de freinage de l'arbre intermédiaire (ZF ASTRONIC) [23].

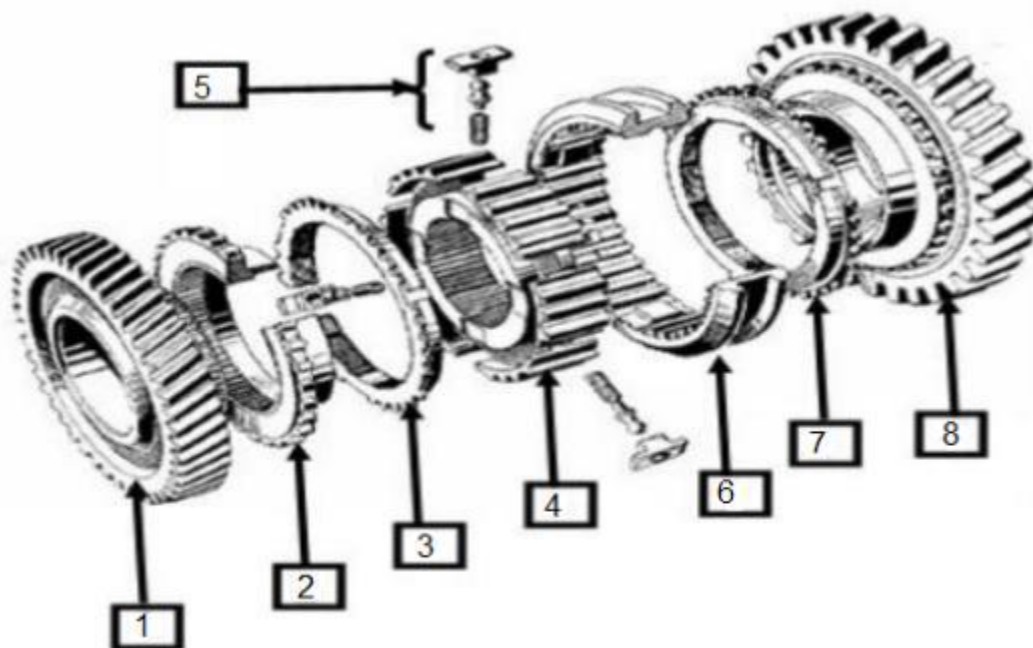


Figure III 5 : Vue éclaté d'un synchroniseur type BORG-WARNER [23]

avec :

- 1 : roue libre ;
- 2 : manchon d'accouplement ;
- 3 : bague de synchronisation ;
- 4 : moyeu de synchronisation ;
- 5 : ressort de pression ;
- 6 : manchon-baladeur ;
- 7 : manchon d'accouplement ;
- 8 : roue libre.

III. 4 Étude de la boîte de vitesses ZF 16 S 151

L'engrenage est un ensemble de deux pièces dentées calées sur deux arbres, transmettant par le contact des dents un mouvement de rotation de l'un à l'autre. Il répond parfaitement aux exigences de rendement, de précision et de puissance spécifique imposées dans les architectures mécaniques modernes. Nous allons voir dans ce chapitre les différents paramètres qui influent sur les comportements des différents éléments constituant la boîte de vitesses.

➤ SCHEMA CINEMATIQUE

La figure III-6 présente la chaîne cinématique de la boîte à vitesses ZF. 16 S 151

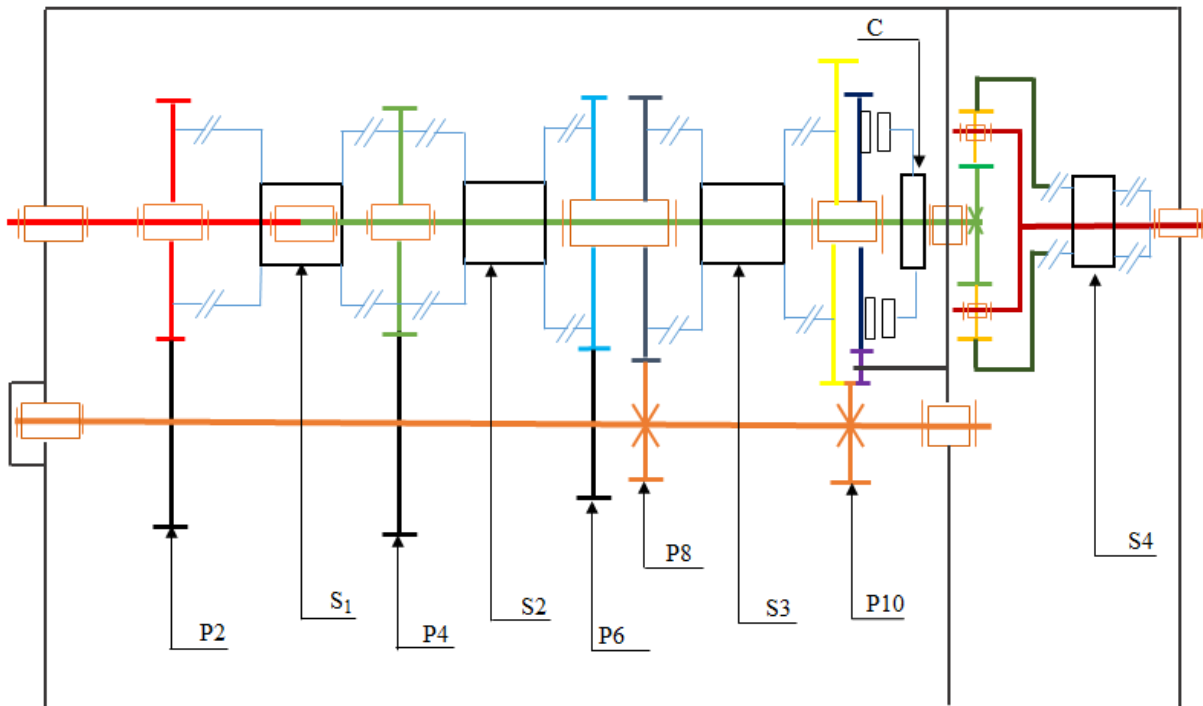









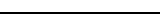


Figure III-6 : Schéma cinématique de la boîte de vitesse ZF 16 S 151

Tableau III-2 : Désignation des composants de la boîte de vitesse ZF 16S 2520

Representation	Designation
	Arbre d'entrée (arbre de commande) et le pignon de la 2 ^e constante (arbre principal) ;
	Arbre intermédiaire ;
	Arbre principal (arbre de sortie) et le pignon de la 1 ^{er} constante (arbre principal) ;
	Porte satellite ;
	Pignon inverseur pour la marche arrière ;
	Satellites ;
	Pignon de 1 ^{re} vitesse (arbre principal) ;
	Pignon de la 3 ^e vitesse (arbre principal) ;
	Pignon de la 2 ^e vitesse (arbre principal) ;
	Pignon de la marche arrière (arbre principal) ;
P2	Pignon de la 2 ^e constante (arbre intermédiaire) ;
P4	Pignon de la 4 ^e vitesse et la 1 ^{re} constante (arbre intermédiaire) ;
P6	Pignon de la 3 ^e vitesse (arbre intermédiaire) ;
P8	Pignon de la 2 ^e vitesse (arbre intermédiaire) ;
P10	Pignon de la 1 ^{re} et Marche arrière (arbre intermédiaire) ;
S1	Synchro de la 1 ^{er} et 2 ^e constante ;
S2	Synchro de la 3 ^e et 4 ^e vitesse ;
S3	Synchro de la 1 ^{re} et 2 ^e vitesse ;
C	Crabot de la marche arrière ;
S4	Synchro de train épicycloïdal.

III. 4. 1 Choix des matériaux :

Les matériaux sont un enjeu primordial dans la conception d'un produit, de grands nombres de matériaux sont utilisés pour la fabrication des engrenages parmi eux on trouve : les aciers avec toutes nuances, les fontes ordinaires ou spéciales, bronze, etc...

Le choix des matériaux des engrenages dépend de plusieurs facteurs, on cite :

- ✓ types d'engrenages ;
- ✓ vitesse de rotation ;
- ✓ résistance à la rupture et l'usure ;
- ✓ dimension de l'engrenage ;
- ✓ matériels d'usinage disponible etc...

Les aciers spéciaux sont de plus en plus utilisés pour la fabrication des engrenages car ils permettent une augmentation très sensible de la capacité de charge et donnent une grande résistance à la rupture et à l'usure sans abaissement de la résilience de l'acier initial (la combinaison du nickel et du chrome). Pour améliorer les performances des engrenages en service, il est primordial de choisir des matériaux convenables et d'opter pour des traitements thermiques permettant de générer des profils de dureté dans des zones spécifiques [27].

III. 4. 2 Calculs d'engrenage

➤ Caractéristiques géométriques

Dans cette étape de calcul, nous allons déterminer les différents paramètres et caractéristiques qui interviennent au comportement des pignons.

Les données existantes sont :

- Entraxe : $a = 151,905$ mm ;
- Angle de pression : $\alpha = 20^\circ$;
- Angle d'hélice β : $15^\circ - 30^\circ$;
- Vitesse délivrée par le moteur : $N_e = F 1500$ tr/min.

➤ Rapport de transmission

Le rapport de transmission est défini comme étant le rapport des vitesses du mouvement de sortie sur le mouvement d'entrée.

➤ Calcul des diamètres

Le calcul des diamètres permet de prédéterminer les caractéristiques géométriques des engrenages.

$$a = \frac{d_e + d_s}{2} \tag{1}$$

$$r = \frac{Z_e}{Z_s} = \frac{d_e}{d_s} = \frac{N_s}{N_e} \tag{2}$$

D'après l'éq. 1 on aura :

$$d_s = 2a - d_e \tag{3}$$

D'après l'éq. 2 on aura :

$$d_e = r_i \times d_s \tag{4}$$

Après la combinaison des équations (3) et (4) on obtient :

$$d_s = \frac{2a \times r_i}{r_i + 1}$$

Tableau III-3 : Différents paramètres des pignons

N° pignon	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11	P12	P13	P14	P15
Nombre de dents	34	32	32	35	35	26	38	20	47	17	44	22	23	28	79
Angle d'hélice	22,5	22,5	28	28	25,36	25,36	17,34	17,34	18,51	18,51	18,51	18,51	19,52	19,52	19,52

Tableau III.4- Rapports de transmission de la gamme lente et rapide

Gamme	Lente									Rapide								
	1 ^{er}	2 ^e	3 ^e	4 ^e	5 ^e	6 ^e	7 ^e	8 ^e	Ma-Ar	1 ^{er}	2 ^e	3 ^e	4 ^e	5 ^e	6 ^e	7 ^e	8 ^e	Ma-Ar
Rapport	$\frac{1}{13,8}$	$\frac{1}{9,49}$	$\frac{1}{6,53}$	$\frac{1}{4,57}$	$\frac{1}{3,02}$	$\frac{1}{2,08}$	$\frac{1}{1,43}$	1	$\frac{1}{12,92}$	$\frac{1}{1,54}$	$\frac{1}{7,93}$	$\frac{1}{5,46}$	$\frac{1}{3,82}$	$\frac{1}{2,53}$	$\frac{1}{1,74}$	$\frac{1}{1,2}$	$\frac{1}{0,84}$	$\frac{1}{10,80}$

Tableau III.5-vitesses de rotation des différents rapports de la boîte de vitesses

Vitesse		1 ^{er}	2 ^e	3 ^e	4 ^e	5 ^e	6 ^e	7 ^e	8 ^e	Ma-Ar
Les Vitesse de sortie (tr/min)	Gamme lente	108,696	158,061	229,709	328,228	496,689	721,154	1048,951	1500	116,099
	Gamme rapide	129,983	183,155	274,725	392,670	592,885	862,069	1250	1785,714	138,88

Tableau III-6 : Principales caractéristiques des roues

N° pignons	m_n	β	α	Z	pn	m_t	pt	d	ha	hf	h	da	df	b_{min}
1	4,25	22,50	20	34	13,35	4,60	14,44	156,40	4,25	5,31	9,56	164,90	145,78	69,78
2	4,25	22,50	20	32	13,35	4,60	14,44	147,20	4,25	5,31	9,56	155,70	136,58	69,78
3	4	28	20	32	12,56	4,53	14,22	144,96	4	5	9	152,96	134,96	53,54
4	4	28	20	35	12,56	4,53	14,22	158,55	4	5	9	166,55	148,55	53,54
5	4,50	25,36	20	35	14,13	4,97	15,63	174,29	4,50	5,62	10,12	183,29	163,04	66,02
6	4,50	25,36	20	26	14,13	4,97	15,63	129,47	4,50	5,62	10,12	138,47	118,22	66,02
7	5	17,34	20	38	15,70	5,23	16,44	199,04	5	6,25	11,25	209,04	186,54	105,42
8	5	17,34	20	20	15,70	5,23	16,44	104,76	5	6,25	11,25	114,76	92,261	105,42
9	4,50	18,51	20	47	14,13	4,74	14,90	223,03	4,50	5,62	10,12	232,03	211,78	89,07
10	4,50	18,51	20	17	14,13	4,74	14,90	80,67	4,50	5,62	10,12	89,67	69,42	89,07
11	4,50	18,51	20	44	14,13	4,74	14,90	208,80	4,50	5,62	10,12	217,80	197,55	89,07
12	4,50	18,51	20	22	14,13	4,74	14,90	104,40	4,50	5,62	10,12	113,40	93,15	89,07
13	3	19,52	20	23	9,42	3,18	9,99	73,20	3	3,75	6,75	79,20	65,70	56,42
14	3	19,52	20	28	9,42	3,18	9,99	89,12	3	3,75	6,75	95,12	81,62	56,42
15	3	19,52	20	82	9,42	3,18	9,99	261,01	3	3,75	6,75	255,01	268,50	56,42

III. 4. 3. Caractéristiques (denture hélicoïdale)

Les roues à denture hélicoïdale ont le même entraxe ($a = 151,905$ mm), mais n'ont pas le même module (réel et apparent) et angle d'hélice.

➤ **Vitesses de sortie**

Pour ce genre de calcul, on a besoin des rapports de transmission de chaque vitesse sélectionnée dans la boîte de vitesses et la vitesse d'entrée délivrée par le moteur.

➤ **Couple de sortie de chaque rapport**

Le calcul du couple nécessite de connaître les paramètres dynamiques du moteur. Généralement dans les transmissions de puissance, on trouve toujours des pertes bien qu'elles sont minimales dans les boîtes à vitesses.

Nous avons :

- rendement de la boîte de vitesses : $\eta = 95\%$;
- puissance délivrée par le moteur : $P_e = 324 \text{ KW}$;
- vitesse angulaire délivrée par le moteur : ω_e ;
- vitesses angulaires de sortie de chaque rapport : ω_i .

➤ **Calcul du couple d'entrée**

$$P_e = C_e \times \omega_e$$

Telle que :

$$\omega = \frac{2\pi N_e}{60}$$

$$C_e = 2064 \text{ N}\times\text{m}$$

Le tableau III-7 regroupe les vitesses de rotation et le couple de chaque rapport de vitesses.

Tableau III-7 : Vitesses angulaires et couple de sortie des différents rapports de la boîte de vitesse

Vitesses		1 ^{er}	2 ^e	3 ^e	4 ^e	5 ^e	6 ^e	7 ^e	8 ^e	<u>Ma-Ar</u>
$\omega_s \text{ (rad /s)}$	GL	11,37	16,544	24,043	34,355	51,987	75,481	109,79	157	12,158
	GR	13,605	19,170	28,755	41,099	62,055	90,230	130,833	186,905	14,544
$C_s \text{ (N}\times\text{m)}$	GL	27054,58	18605,25	12802,13	8959,52	5920,74	4077,85	2803,53	1960,51	25316,66
	GR	22624,03	16052,15	10704,39	7489,14	4960,11	3411,28	2352,61	1646,82	21163,33

➤ **Couple de sorties**

$$P_s = \eta \times P_e \quad 10$$

$$P_s = C_s \times \omega \quad 11$$

Combinant entre (10) et (11) on aura :

$$C_s = \frac{\eta \times P_e}{\omega_i} \quad 12$$

Telle que :

$$\omega_i = \frac{2\pi \times N_i}{60} \quad 13$$

➤ **Détermination des efforts sur les dentsures**

La composante tangentielle F_t de l'effort normal F_{bn} (résultant dans le plan du contact normal aux deux dentsures conjuguées et supposer appliquer au milieu de la largeur de denture) peut être déterminée à partir de la figure III-7

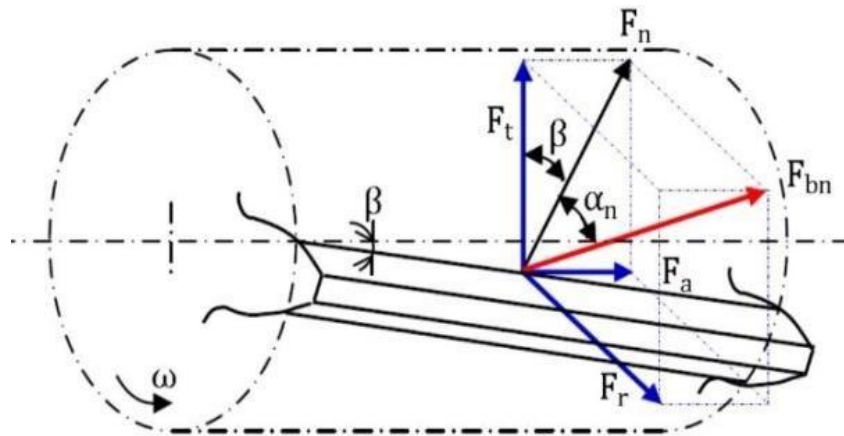


Figure III-7 : Efforts appliqués sur la denture hélicoïdale (roue menant)

✓ **Effort radial :**

$$F_r = F_n \times \tan \alpha_n = \frac{F_t}{\cos \beta} \times \tan \alpha_t = F_t \times \tan \alpha_t \quad 20$$

✓ **Effort axial :**

$$F_a = F_t \times \tan \beta \quad 21$$

✓ **Effort résultant :**

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \beta} \quad 22$$

✓ **Effort normal :**

$$F_{bn} = \frac{F_n \cos \alpha_n}{\cos \beta \cdot \cos \alpha_n} = \frac{F_t}{\cos \beta \cdot \cos \alpha_n} \quad 23$$



CALCUL DES VITESSES THEORIQUE AU REGIME MAXI

La vitesse de déplacement du véhicule est généralement déterminée en se basant sur le régime moteur, la taille des pneus et la démultiplication totale comme suit [11]

❖ *Vitesse maxi théorique*

$$V = \frac{0,06 \cdot N_s \cdot U}{i_v \cdot i_A} \quad N = \frac{N_{mot}}{i_G}$$

Avec

:

- V : vitesse de déplacement en [km/h] ;
- N_s : vitesse de rotation de sortie de la boite de vitesses [tr/min] ;
- N_{mot} : régime moteur en [tr/min] ;
- U : circonférence de roulement du pneu en [m] ;
- i_G : démultiplication de la boite de vitesses ;
- i_v : démultiplication de la boite de transfert ;
- i_A : rapport de pont.

❖ Caractéristiques du véhicule :

- véhicule: type 56S TGS 33,430 6×6 BB;
- taille des pneus : 315/80 R 22,5 (1124 mm) ;
- circonférence de roulement : 3,520 m ;
- démultiplication de la boîte de transfert G 172 en gamme route : 1,007 ;
- démultiplication de la boîte de transfert G 172 en gamme tout-terrain : 1,652 ;
- rapport de pont : 4.

III.5.ETUDE RDM DE L'ARBRE PRINCIPAL

Les torseurs sont des outils de modélisation analogues aux vecteurs, utilisés pour représenter des actions mécaniques, des vitesses et diverses autres grandeurs. Dans cette étude, nous nous limiterons à l'étude des torseurs d'actions mécaniques (ou système force-couple), les propriétés abordées pourront être généralisées aux autres torseurs. Les torseurs sont des outils appréciés par l'enseignement supérieur et dans les études longues. Leur domaine d'emploi privilégié concerne les études de mécanismes dans l'espace faisant intervenir des liaisons mécaniques complexes et nécessitant des analyses détaillées en statique, cinématique et cinétique. La figure III-4 montre la chaîne cinématique de la 1^{er} vitesse, Elle est formée par un étage d'engrenage à denture hélicoïdale et guidée en rotation par des roulements à coniques (modélisées par une liaison linéaire annulaire d'axe (C, x), une liaison rotule de centre A, voir figure III-4). Cette boîte est accouplée par synchro avec un moteur au point A. Dans cette étude nous nous intéressons à l'arbre principal à la première vitesse. Dans ce qui suit nous supposons que :

Dans ce qui suit nous supposons que :

- ✓ tous les poids des pièces sont négligés.
- ✓ toutes les pièces sont rigides et indéformables et toutes les liaisons sont parfaites.

Compte tenu du pignon et du reste du mécanisme, on choisit la modélisation suivante pour l'arbre principal :

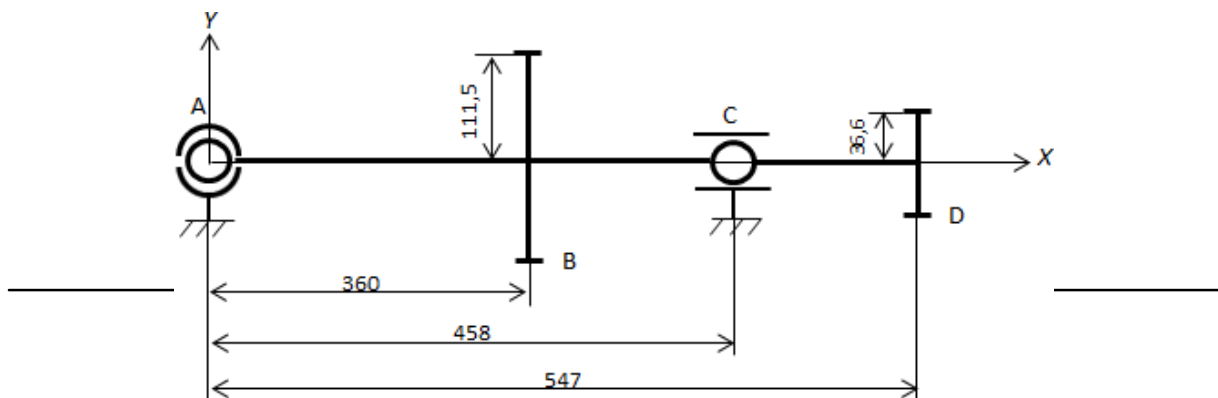


Figure III-8: Modélisation de l'arbre

Cet arbre reçoit la puissance par synchro N° 1. Cet arbre guidé en rotation par des roulements à rouleaux coniques. Roulement N°1 est modélisé par liaison rotule de centre A le torseur de cette liaison est comme suit :

$${}_A\{\tau\}_{(x,y,z)} = \begin{Bmatrix} X_A & 0 \\ Y_A & 0 \\ Z_A & 0 \end{Bmatrix}_{(x,y,z)}$$

Roulement N°1 est modélisé par liaison linéaire annulaire d'axe (C, x), le torseur représentées par les torseurs suivants exprimés dans la base $(x \vec{,} y \vec{,} z \vec{)}$:

$${}_C\{\tau\}_{(x,y,z)} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -Y_C & 0 \\ -Z_C & 0 \end{Bmatrix}_{(x,y,z)}$$

Les actions mécaniques qui s'exercent sur l'arbre principal (engrenages hélicoïdaux), sont représentées par les torseurs suivants exprimés dans la base $(x \vec{,} y \vec{,} z \vec{)}$

$${}_B\{\tau\}_{(x,y,z)} = \begin{Bmatrix} X_B & 0 \\ Y_B & 0 \\ Z_B & 0 \end{Bmatrix}_{(x,y,z)} = \begin{Bmatrix} 17764,86 & 0 \\ 20365,64 & 0 \\ 53091,68 & 0 \end{Bmatrix}_{(x,y,z)}$$

$${}_D\{\tau\}_{(x,y,z)} = \begin{Bmatrix} X_B & 0 \\ Y_B & 0 \\ Z_B & 0 \end{Bmatrix}_{(x,y,z)} = \begin{Bmatrix} -11462,38 & 0 \\ -12522,64 & 0 \\ -32350,65 & 0 \end{Bmatrix}_{(x,y,z)}$$

Le couple d'entrée est choisi négatif.

$$\{\tau\}_{(O,x)} = \begin{Bmatrix} 0 & -C_M \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{(O,x)} = \begin{Bmatrix} 0 & -5920,73 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{(O,x)}$$

En prenant l'origine du repère en A, on peut déterminer les inconnues de la liaison linéaire annulaire en C (Y_C et Z_C) en effectuant l'équilibre des moments en A :

$$\begin{cases} X_C = 0 \\ 458 \times Y_C + 360 \times Y_B + 111,5 \times X_B + 547 \times Y_D + 36,6 \times X_D = 0 \\ 458 \times Z_C + 360 \times Z_B + 547 \times Z_D = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} X_C = 0 \text{ (Nature de la liaison)} \\ Y_C = 4460,71N \\ Z_C = 3094,32N \end{cases}$$

Donc ;

$$\cdot \left\{ \tau \right\}_{(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})} = \begin{matrix} \begin{matrix} 0 & 0 \\ -4460,71 & 0 \\ -3094,32 & 0 \end{matrix} \\ \begin{matrix} \\ \\ \end{matrix} \\ \begin{matrix} \\ \\ \end{matrix} \end{matrix} \left. \begin{matrix} \\ \\ \end{matrix} \right\}_{(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})}$$

L'équilibre des efforts permet de déterminer les inconnues de la liaison rotule en A :

$$\begin{cases} X_A + X_B + X_D = 0 \\ Y_A + Y_B + Y_C + Y_D = 0 \\ Z_A + Z_B + Z_C + Z_D = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} X_A = -6302,48N \\ Y_A = -3382,29N \\ Z_A = -17646,71N \end{cases}$$

Donc ;

$$\cdot \left\{ \tau \right\}_{(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})} = \begin{matrix} \begin{matrix} -6302,48 & 0 \\ -3382,29 & 0 \\ -17646,71 & 0 \end{matrix} \\ \begin{matrix} \\ \\ \end{matrix} \\ \begin{matrix} \\ \\ \end{matrix} \end{matrix} \left. \begin{matrix} \\ \\ \end{matrix} \right\}_{(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})}$$

Nous allons maintenant vérifier que cet arbre peut résister aux sollicitations. Considérons une section droite (S) de l'arbre principal et soit G d'abscisse x dans (R) le centre de surface de (S). Considérons le repère : R (G, x, y, z) de définition des sollicitations et soit (E) le tronçon de l'arbre principal compris entre O et G.

✓ Etude de la zone AB: $0 \leq x \leq 0,360$ L'équilibre de (E) entraîne qu'en G:

$${}_G\{\tau_{coh}\}_{(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})} = \begin{cases} \bar{R}_G = -\bar{R}_A \\ \bar{M}_G = -[\bar{C}_M + \bar{G}A \times \bar{R}_A] \end{cases}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{R}_G = \begin{bmatrix} -6302,48 \\ -3382,29 \\ -17646,71 \end{bmatrix} \\ \bar{M}_G = - \left[\begin{array}{c|c|c} -5920,73 & -x & -6302,48 \\ 0 & 0 & -3382,29 \\ 0 & 0 & -17646,71 \end{array} \right] \end{array} \right\} \leftrightarrow \left\{ \begin{array}{l} \bar{R}_G = \begin{bmatrix} 6302,48 \\ 3382,29 \\ 17646,71 \end{bmatrix} \\ \bar{M}_G = \left[\begin{array}{c|c|c} 5920,73 & 0 & \\ 0 & 17646,71x & \\ 0 & -3382,29x & \end{array} \right] \end{array} \right\}$$

$${}_G\{\tau_{coh}\}_{(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})} = \begin{cases} \begin{bmatrix} 6302,48 & 5920,73 \\ 3382,29 & 17646,71x \\ 17646,71 & -3382,29x \end{bmatrix}_{(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})} \end{cases}$$

✓ Etude de la zone AC: $0,360 \leq x \leq 0,458$

$${}_G\{\tau_{coh}\}_{(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})} = \begin{cases} \bar{R}_G = -[\bar{R}_A + \bar{R}_B] \\ \bar{M}_G = -[\bar{C}_M + \bar{G}A \times \bar{R}_A + \bar{G}B \times \bar{R}_B] \end{cases}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{R}_G = - \left[\begin{array}{c|c} -6302,48 & 17764,86 \\ -3382,29 & 20365,64 \\ -17646,71 & 53091,68 \end{array} \right] \\ \bar{M}_G = - \left[\begin{array}{c|c|c|c} -5920,73 & -x & -6302,48 & 0,36-x \\ 0 & 0 & -3382,29 & -R \\ 0 & 0 & -17646,71 & 0 \end{array} \right] \begin{array}{c} 17764,86 \\ 20365,64 \\ 53091,68 \end{array} \end{array} \right\}$$

$${}_G\{\tau_{coh}\}_{(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})} = \begin{cases} \begin{bmatrix} -11462,38 & 11841,46 \\ -16983,35 & -35444,97x + 19113 \\ -35444,97 & 16983,35x - 9311,60 \end{bmatrix}_{(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})} \end{cases}$$

✓ Etude de la zone AD: $0,458 \leq x \leq 0,547$

$$\begin{aligned} \left. \begin{aligned} \vec{R}_G &= -\vec{R}_A + \vec{R}_B + \vec{R}_C \\ \vec{M}_G &= -\left[\vec{C}_M + \vec{G}A \times \vec{R}_A + \vec{G}B \times \vec{R}_B + \vec{G}C \times \vec{R}_C \right] \end{aligned} \right\} \\ \left. \begin{aligned} \vec{R}_G &= -\left[\begin{array}{c|c|c} -6302,48 & 17764,86 & 0 \\ -3382,29 & 20365,64 & -4460,71 \\ -17646,71 & 53091,68 & -3094,32 \end{array} \right] \\ \vec{M}_G &= -\left[\begin{array}{c|c|c|c|c|c} -5920,73 & -x & -6302,48 & 0,36-x & 17764,86 & 0,458-x \\ 0 & 0 \times & -3382,29 & -R \times & 20365,64 & 0 \times \\ 0 & 0 & -17646,71 & 0 & 53091,68 & 0 \end{array} \right] \end{aligned} \right\} \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} \vec{R}_G &= \left[\begin{array}{cc} -11462,38 & 11841,46 \\ -12522,65 & -32350,65x + 17695,8 \\ -32350,67 & 12522,64x - 7268,59 \end{array} \right] \\ \vec{M}_G &= \left[\begin{array}{cc} -11462,38 & 11841,46 \\ -12522,65 & -32350,65x + 17695,8 \\ -32350,67 & 12522,64x - 7268,59 \end{array} \right] \end{aligned} \right\}_{(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})}$$

III.7.2 Diagramme du moment fléchissant et l'effort tranchant

Nous allons maintenant vérifier que cet arbre peut résister aux sollicitations. Le diagramme des efforts et des moments (figure III-5) permet souvent de déterminer la section de l'arbre la plus sollicitée.

Il apparaît clairement ici que c'est en B' (B' projection de B sur l'axe x) que l'arbre est le plus sollicité. Autour du point B', 'l'accident' de section le plus important est l'épaule de droite. On va vérifier la tenue de cette section en dynamique avec les sollicitations maximales en B

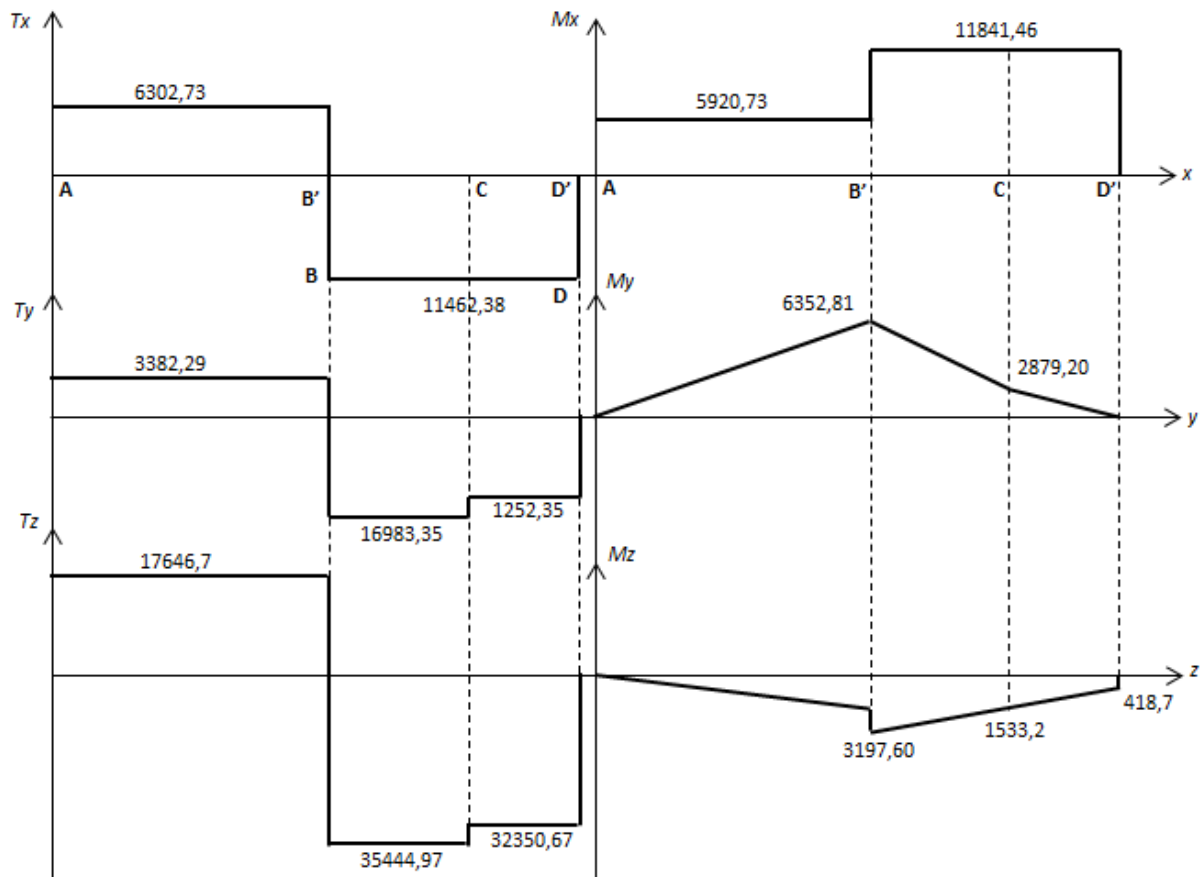


Figure III-9 : Diagramme des efforts et des moments

III.6. Application Matlab

Présentation de l'application

L'ICONE « Calcul des Engrenages » est composée d'une page d'accueil principale pour appeler les différents blocs de traitement désiré. Elle donne aussi des informations générales sur l'utilisation et les fonctionnalités utiles. La plateforme d'accueil est représentée par la figure III-18.



Figure III-10: Plate-forme d'accueil de l'application

LE choix de type qui est : «à denture hélicoïdale », un autre ICONE s'affichera, comme représenté sur la figure III-19.

ECE à dentures hélicoïdales

Données

module réel m_n :	4.5	mm		angle d'hylce (B) :	18.51	°
				(13°<=B<=30°)		
nombre de dents Z :	44			angle de pression (alphan) :	20°	°

Résultats

pas réel P_n =	14.13	mm		diamètre de pied d_f =	200.25	
module apparent m_t :	4.74	mm		angle de pression apparent (alphan) =	20.9981	°
pas apparent P_t :	14.90	mm		diamètre de base d_b =	197.455	mm
saillie h_a :	4.5	mm		pas de base réel P_{bn} =	13.2846	mm
creux h_f :	5.62	mm		pas de base apparent P_{bt} =	13.9184	mm
hauteur d'une dent h :	10.12	mm		pas de l'hélice primitive P_z =	1984.67	mm
diamètre de tête d_a =	217.8	mm		largeur d'une dent b =	89.0614	mm

OK
Calcul
AIDE
Equations
Calcul de l'entraxe

Figure III-11: ICONE du calcul des paramètres des engrenages

N° pignons	m_n	β	α	Z	pn	m_t	pt	d	ha	hf	h	da	df	b_{min}
1	4,25	22,50	20	34	13,35	4,60	14,44	156,40	4,25	5,31	9,56	164,90	145,78	69,78
2	4,25	22,50	20	32	13,35	4,60	14,44	147,20	4,25	5,31	9,56	155,70	136,58	69,78
3	4	28	20	32	12,56	4,53	14,22	144,96	4	5	9	152,96	134,96	53,54
4	4	28	20	35	12,56	4,53	14,22	158,55	4	5	9	166,55	148,55	53,54
5	4,50	25,36	20	35	14,13	4,97	15,63	174,29	4,50	5,62	10,12	183,29	163,04	66,02
6	4,50	25,36	20	26	14,13	4,97	15,63	129,47	4,50	5,62	10,12	138,47	118,22	66,02
7	5	17,34	20	38	15,70	5,23	16,44	199,04	5	6,25	11,25	209,04	186,54	105,42
8	5	17,34	20	20	15,70	5,23	16,44	104,76	5	6,25	11,25	114,76	92,261	105,42
9	4,50	18,51	20	47	14,13	4,74	14,90	223,03	4,50	5,62	10,12	232,03	211,78	89,07
10	4,50	18,51	20	17	14,13	4,74	14,90	80,67	4,50	5,62	10,12	89,67	69,42	89,07
11	4,50	18,51	20	44	14,13	4,74	14,90	208,80	4,50	5,62	10,12	217,80	197,55	89,07
12	4,50	18,51	20	22	14,13	4,74	14,90	104,40	4,50	5,62	10,12	113,40	93,15	89,07
13	3	19,52	20	23	9,42	3,18	9,99	73,20	3	3,75	6,75	79,20	65,70	56,42
14	3	19,52	20	28	9,42	3,18	9,99	89,12	3	3,75	6,75	95,12	81,62	56,42
15	3	19,52	20	82	9,42	3,18	9,99	261,01	3	3,75	6,75	255,01	268,50	56,42

Tableau III-6 : Principales caractéristiques des roues

Figure III-12: Fenêtre du calcul de l'entraxe des engrenages

III.7.Simulation numérique

ANALYSE PAR SIMULATION

La simulation est une méthode de mesure et d'étude consistant à remplacer un phénomène, un système par un modèle plus simple ; mais ayant un comportement analogue. Le système ou phénomène analysé peut être schématisé sous forme d'un modèle mécanique, électronique ou logico-mathématique.

L'objectif d'un modèle de simulation peut être simplement descriptif : étudier le comportement d'un système sous différentes hypothèses d'évolution de l'environnement, ou

aussi normatif (décisionnel) : en simulant plusieurs décisions envisagées choisir la meilleure ou la moins mauvaise [12].

ETAPES D'ANALYSE

Le processus d'analyse des modèles comprend toujours les mêmes étapes de base, quel que soit le type d'analyse ou le modèle. Les étapes essentielles de l'analyse d'un modèle sont les suivantes :

Création de l'étude

Chaque analyse d'un modèle correspond à une étude ; de plus qu'on peut avoir plusieurs études

Pour un même modèle.

- *Application du matériau*

Nous appliquons au modèle un matériau contenant les informations physiques (la limite Élastique par exemple).

- *Application des déplacements imposés*

Les déplacements imposés sont ajoutés afin de représenter le mode de conservation du modèle Physique.

- *Application du chargement*

Les chargements représentent les forces ou les couples agissant sur le modèle.

- *Maillage du modèle*

Le modèle est fractionné en éléments finis. Le maillage de modèle dépend du type de géométrie

Maillée et du type d'analyse à effectuer. SolidWorks Simulation propose des éléments Volumiques tétraédriques pour mailler la géométrie des solides et les éléments coques, Triangulaires pour mailler celle des surfaces (figure III .13).

Dans notre simulation on utilise l'élément volumique tétraédrique à quatre noeuds, trois degrés

De liberté dans chaque noeud et une densité très fine pour le maillage [13].

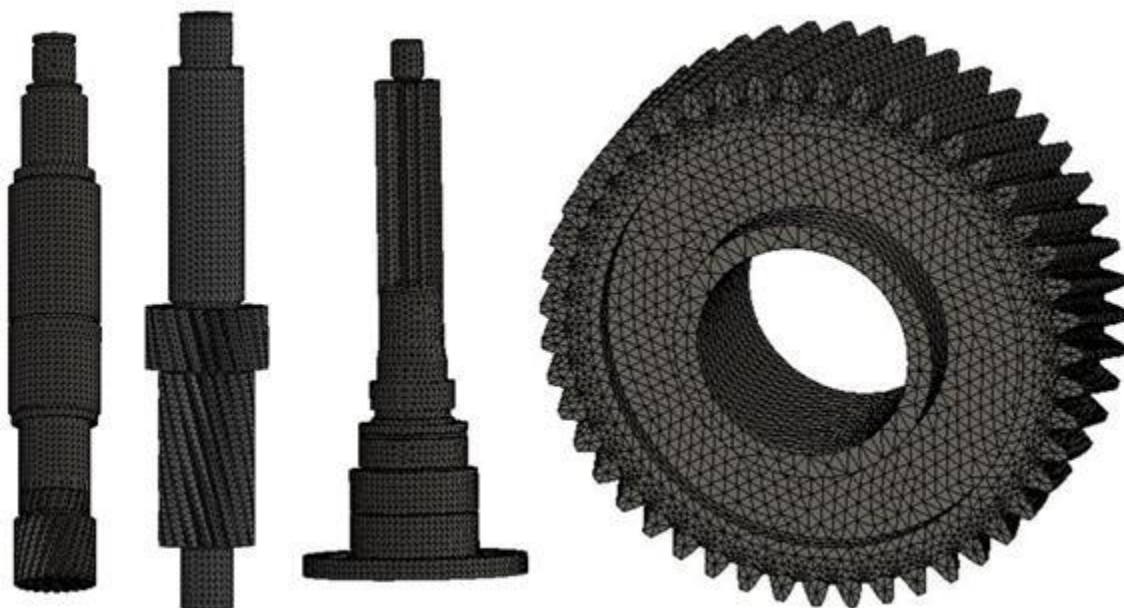


Figure III 13: Maillage des composants

❖ Conditions initiales de la simulation

- le couple maximal qu'on peut avoir par cette boîte est au niveau de 1^{re} vitesse tel que $C_1 = 942,41 \text{ N}\times\text{m}$;
- le couple d'entrée appliqué par le moteur MAN D2678LF04 avec 8 cylindres en V qui Développe une puissance de 440 ch, un couple $C_1=2064 \text{ N}\times\text{m}$ et une vitesse de rotation $N = 1500 \text{ tr/min}$;
- lorsque le couple est appliqué sur l'arbre d'entrée, il est conjugué directement à l'arbre Intermédiaire par la liaison contact corps volumique ente (P1 ou P3) monté sur l'arbre D'entrée et (P2 ou P4) monté sur l'arbre intermédiaire. Puis le couple résultant au niveau de L'arbre intermédiaire conjugué à l'arbre principal par une autre liaison contact corps Volumique ente (P10) monté sur l'arbre intermédiaire et (P9) monté sur l'arbre principal. Ce qui permet d'avoir le couple de sortie de 1^{re} vitesse ;
- application du matériau pour chacun des composants de la boîte tel que :
 - pour l'arbre d'entrée et l'arbre principal et leurs pignons : acier pour traitement thermique C55 ;
 - pour l'arbre intermédiaire et leur pignons : acier faiblement allié 35NiCrMo6.

Les propriétés mécaniques pour les arbres et les pignons sont représentées dans les tableaux 1a et 1b [14] :

Tableau III .8 : Caractéristiques mécaniques pour : (a) arbres ; (b) pignons

Propriété	Valeur	Unités	Propriété	Valeur	Unités
Module d'élasticité	210000	N/mm ²	Module d'élasticité	210000	N/mm ²
Coefficient de Poisson	0.28	S.O.	Coefficient de Poisson	0.28	S.O.
Module de cisaillement	79000	N/mm ²	Module de cisaillement	79000	N/mm ²
Masse volumique	7800	kg/m ³	Masse volumique	7800	kg/m ³
Limite de traction	850	N/mm ²	Limite de traction	1800	N/mm ²
Limite de compression		N/mm ²	Limite de compression		N/mm ²
Limite d'élasticité	660	N/mm ²	Limite d'élasticité	1450	N/mm ²
Coefficient de dilatation thermique	1.1e-005	/K	Coefficient de dilatation thermique	1.1e-005	/K
Conductivité thermique	14	W/(m.K)	Conductivité thermique	14	W/(m.K)
Chaleur spécifique	440	J/(kg.K)	Chaleur spécifique	440	J/(kg.K)
			Rapport d'amortissement du matériau		S.O.

ANALYSE DES RESULTATS POUR LES ARBRES

Contraintes

Nous avons fixé les paramètres de la denture et un chargement au centre du maillage de la surface de la dent médiane. Les figure (III.14) montrent la surface de réponse (3D) de la distribution des contraintes de Von-Mises sur les arbres de la 1^{re} vitesse. Les résultats présentés sur ces figures montrent que la contrainte de Von-Mises est très élevée au niveau de changement de section.

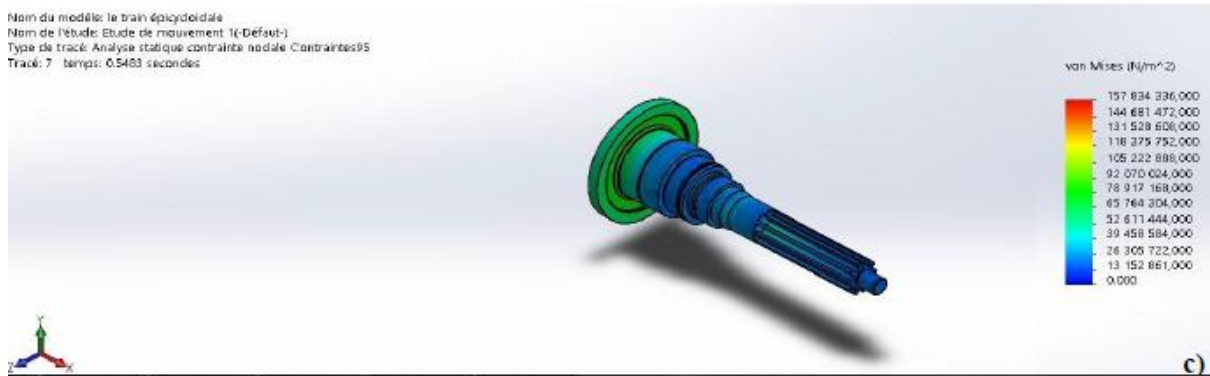
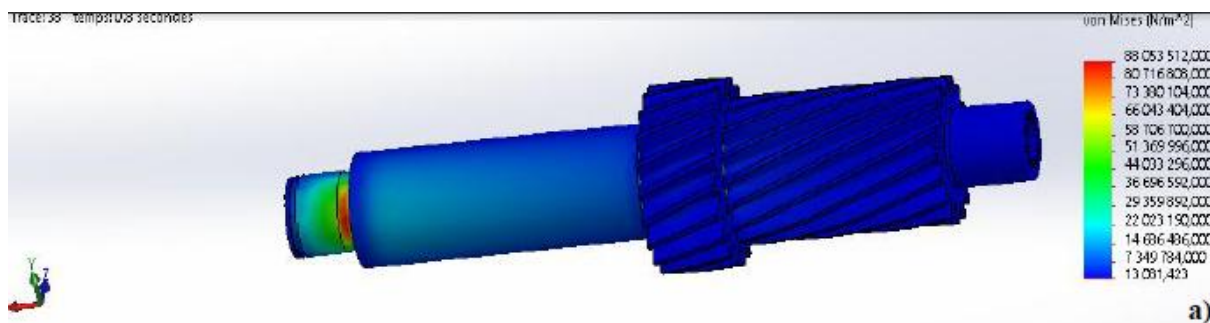
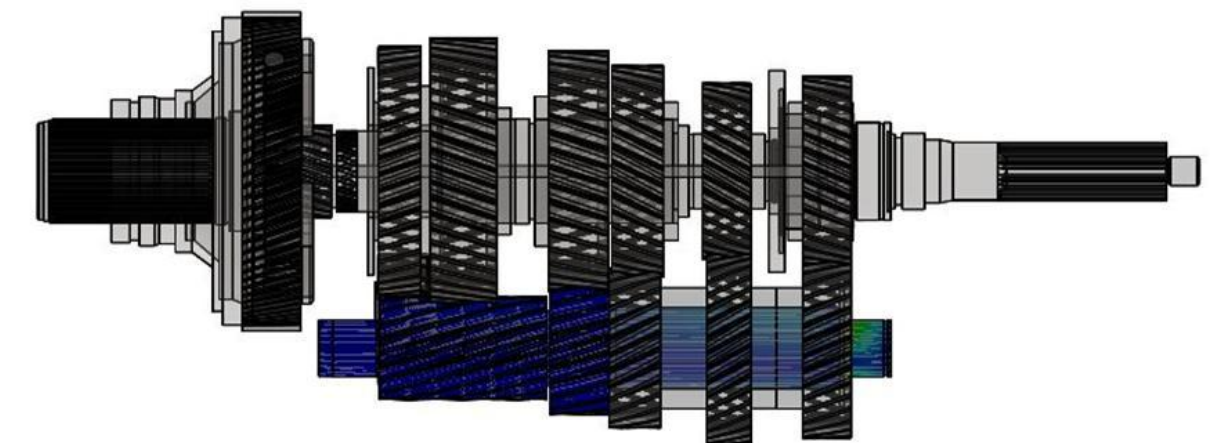


Figure III 14: Distribution des contraintes équivalentes de Von-Mises des trois arbres ;
 a) Arbre intermédiaire, b) arbre principal c) arbre d'attaque

Déplacement

Les figures (III.15) présentent les déplacements des arbres. L'analyse des résultats montre que les zones dangereuses se situent au niveau du changement brusque de la section et des couples max mentionnés (couple transmis égal à 2064 Nxm).

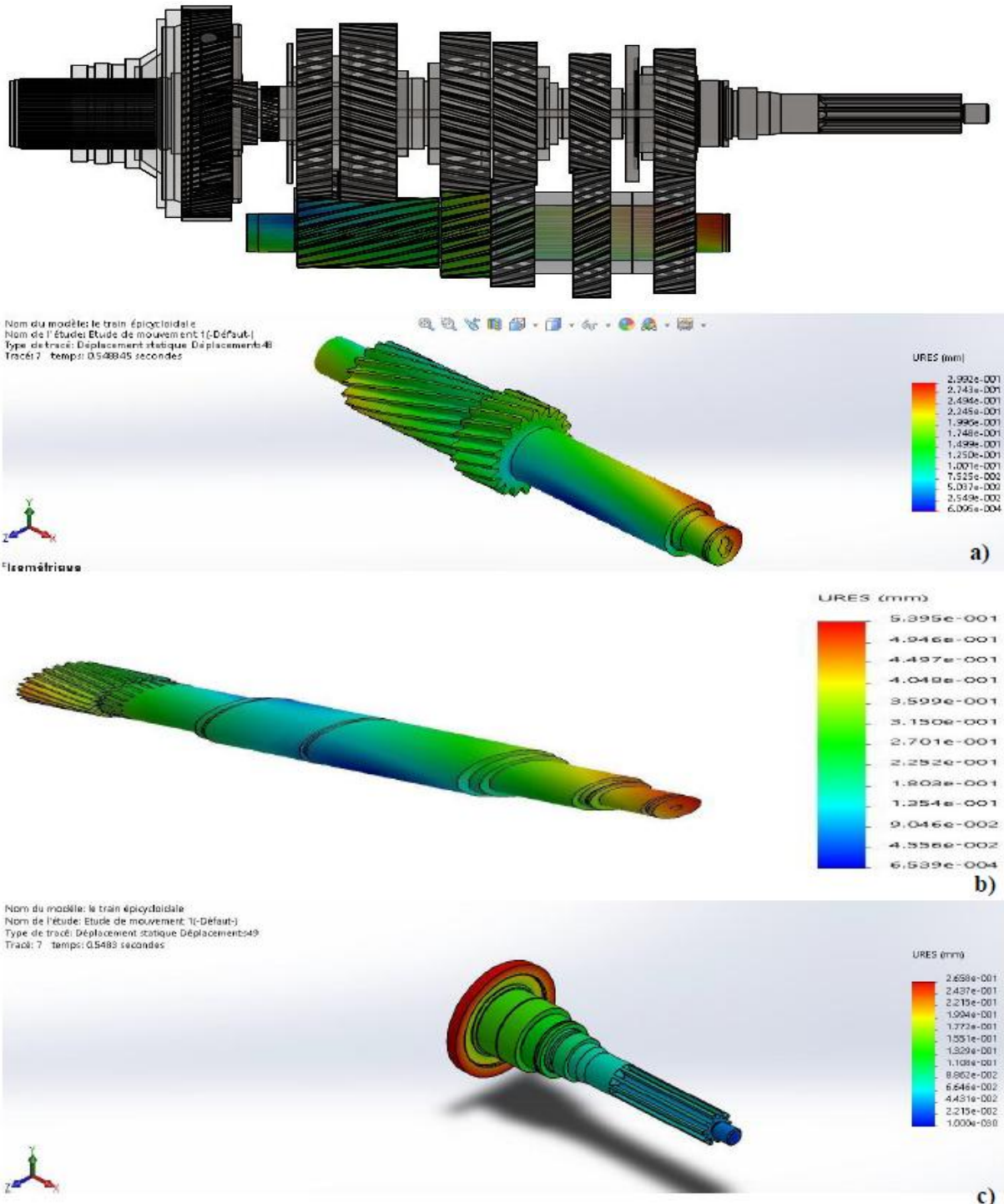


Figure III 15 : Distribution des déplacements des trois arbres; a) Arbre intermédiaire, b) arbre principal c) arbre d'attaque

Coefficient de sécurité

Les figure(III.16) illustrent la distribution du coefficient de sécurité des arbres. L'analyse des résultats montre que les zones dont le coefficient de sécurité est supérieur à la valeur spécifiée (affichée en rouge). Les zones dont le coefficient de sécurité est inférieur à la valeur spécifiée sont affichées en bleu. D'après la figure, les coefficients de sécurité globaux, CS = 16, 21 et 8 respectivement

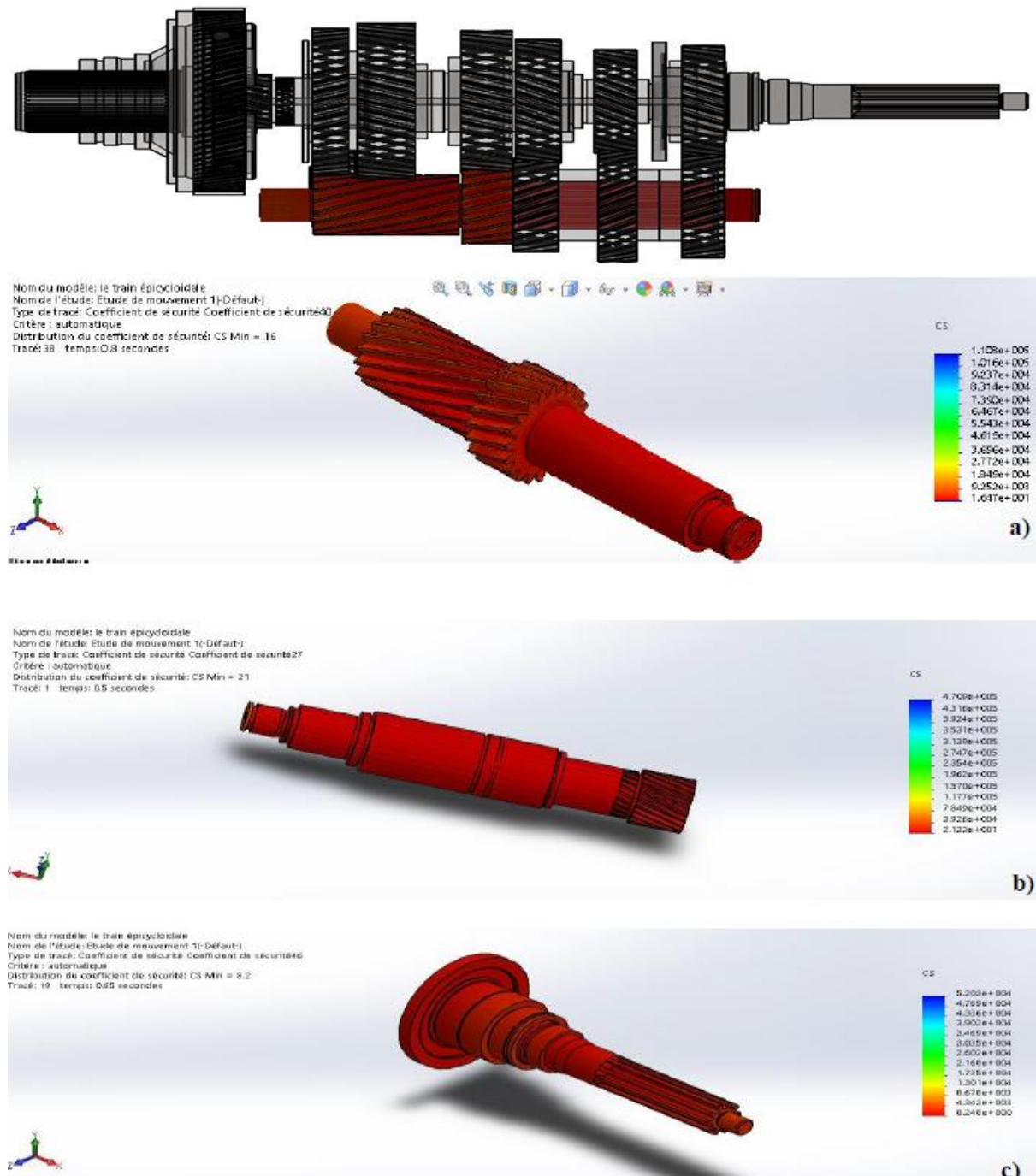


Figure III 16: Distribution du coefficient de sécurité (CS) des trois arbres ; a) Arbre intermédiaire, b) arbre principal c) arbre d'attaque

ANALYSE DES RESULTATS POUR LE PIGNON DE LA 1re VITESSE

Contrainte

Nous avons fixé les paramètres de la denture et un chargement au centre du maillage de la surface de la dent médiane. La (figure III.17) montre la surface de réponse (3D) de la distribution des contraintes de Von-Mises sur la roue de la 1^{re} vitesse. Les résultats présentés sur ces figures montrent que la contrainte de Von-Mises est très élevée au niveau du contact (roue-arbre : couple transmis égal à 2064 N×m).

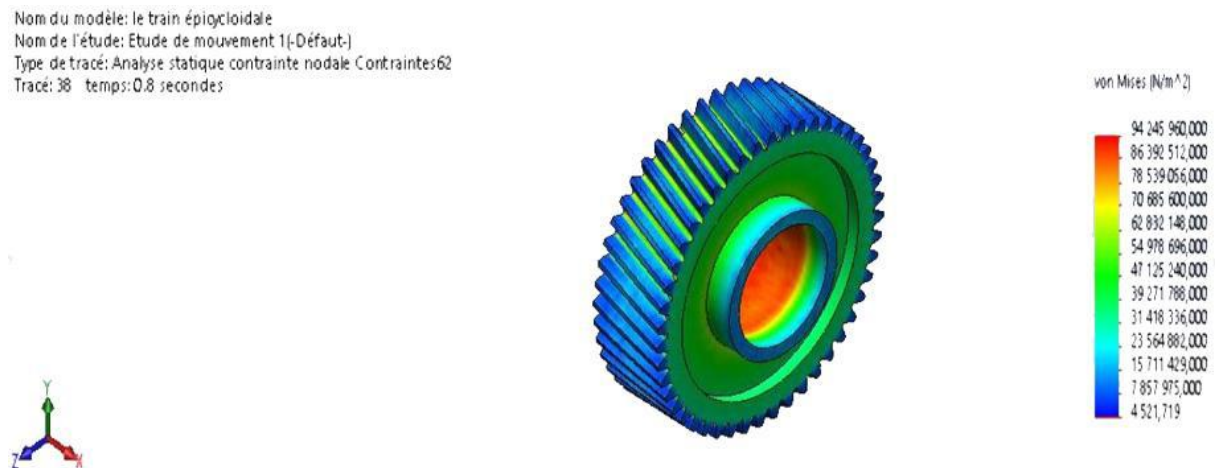


Figure III 17: Distribution des contraintes équivalentes de Von-Mises de la roue de la 1^{er} vitesse

Déplacement

La figure (III.18) présente le déplacement de la roue de la 1^{re} vitesse. L'analyse des résultats montre que les zones dangereuses se situent au niveau de l'engrènement (déplacement maximal 0,365 mm)

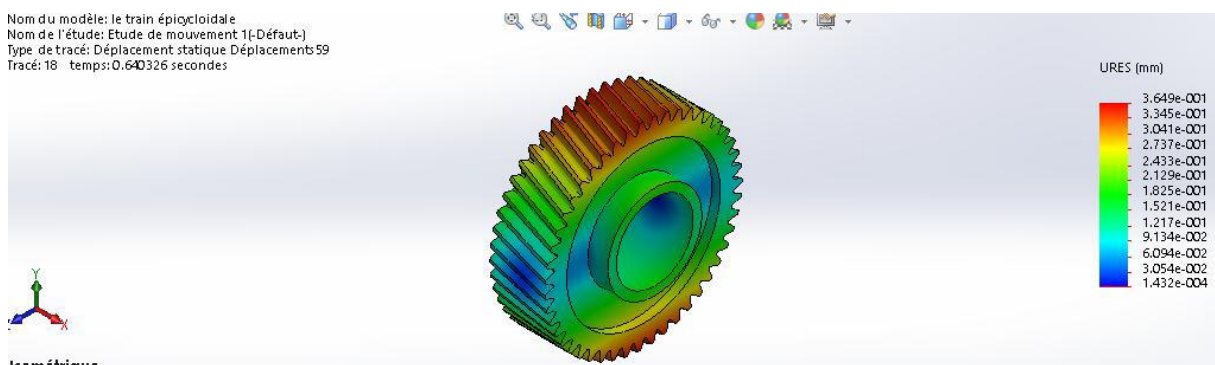


Figure III 18: Distribution des déplacements de la roue de 1^{er} vitesse

Coefficient de sécurité

La figure (III.19) illustre la distribution du coefficient de sécurité de la roue de la 1^{re} vitesse. L'analyse des résultats montre que les zones dont le coefficient de sécurité est supérieur à la valeur spécifiée (affichée en rouge). Les zones dont le coefficient de sécurité est inférieur à la valeur spécifiée sont affichées en bleu. D'après la figure, le coefficient de sécurité global est de 15

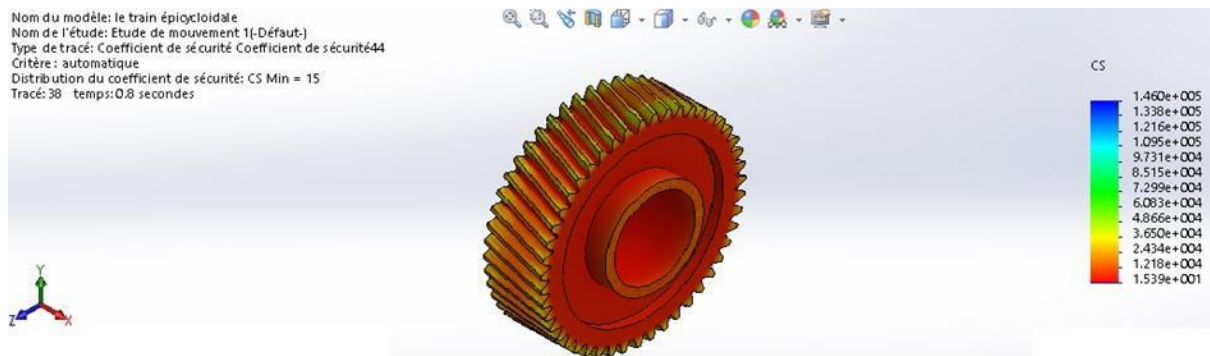
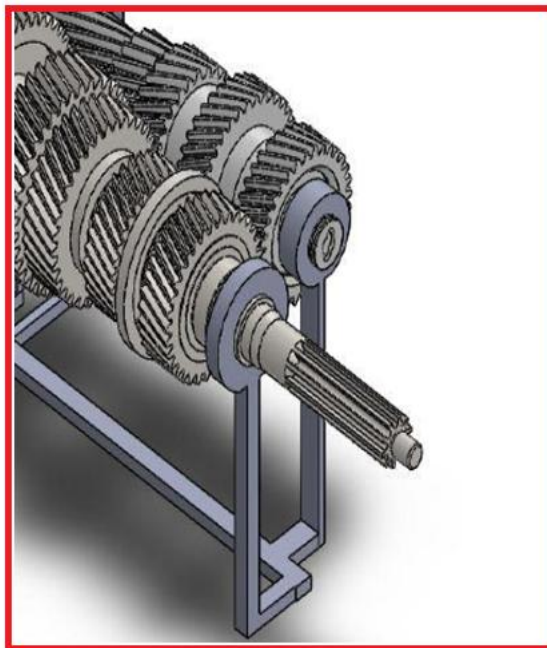


Figure III 19 : Distribution du coefficient de sécurité (CS) de la roue de 1^{re} vitesse

Annexes

Assemblage de la boîte à vitesses



CROQUIS

CONCLUSION

Dans ce travail de thèse, nous avons donc développé délibérément les systèmes de transmission, types des engrenages' cylindrique, conique ..., équipant les transmissions véhicules actuelles. Des synthèses sophistiqués des organes de véhicules, prenant notamment en charge la transmission de puissance par contact de courroie-poulie, chaînes-roue étoilé et roue pignon..., en second on a développé la direction 'crémillère et vis sans fin, boîte de vitesse avec changement de rapport, moteur dans le coté arbre à came ainsi que la distribution et le pont différentiel, les caractéristiques des engrenages ont été développés avec le logiciel de MATLAB., après avoir calculé les paramètres des transmissions nécessaires, on doit prévoir une technique pour assurer la fiabilité de notre véhicule. Donc c'est la mise en validation, ou doubler les sollicitations pour mettre un active et l'autre en régime permanent. Et ce pour assurer la fonctionnement en cas de défaillance ou des interventions de maintenance. Dans notre proposition, on doit ajouter certaines propriétés pour les pièces des mécanismes. La prise en compte des liaisons inter composants par contact a été rendue possible grâce à la programmation en SOLIDWORKS de sous-programmes implantés dans le solveur du logiciel. Ces sous programmes, à partir des géométries des solides en contact, de leurs positions et cinématiques relatives, calculent le torseur des actions mécaniques à chaque contact. Dans le but d'exposé le fichier des pinons en changeant les conditions initiales la finalité nous a conduit à constater que tout changements provoquera des défaisances qu'on doit les corrigé dans une nouvelle conception.

Références bibliographiques

- [1]. G. HENRIOT, « **Traité théorique et pratique des engrenages** », tome 1, Dunod, 1979, Paris, France.
- [2]. R. LEBORZEC, « **Etude générale de l'engrenage** », (polycopie de cours), ENSAM, 1989, Lille, France.
- [3]Gornet, K. , Généralités sur les matériaux composites, Archives, Mia 2011.
- [4] Francis Esnault, construction mécanique tome 2 Edition Dunod 2009
- [5] Salhi Mohamed reda , Sliti Ridha , Nair Noureddine manuel de cours Génie mécanique , Faculté des sciences et techniques Tunisie
- [6] Gendouze Omar , conception et réalisation d'un dispositif de pompage , mémoire de magistèreInstitut national d'agronomie : El Harrach Alger 2007
- [7]Marc Julien, performance 4 temps, Edition Configtech, 31 décembre 2012
- 8] Technique : L'arbre à cames, page 2, Motorlegend, 2 août 2005
- [9]<http://i68.servimg.com>
- [10]<http://lpjp.moto.free.fr/images/file/MA/distributioncommandeprof.pf>
- [11]Xavier Ritter, thèse « Modélisation de la distribution d'un moteur à arbre à cames en tête », Année 12 janvier 2006.
- [12]Guesmi Lamine & Zitouni Sabri, cours moteur thermique, ISET du Kef, 20décembre 2014.
- [13] http://www.euro4x4parts.com/fr/mecanique_ob_transmission.html
- [14]DjebbarNadira, Automatisation Du Calcul Des Dents D'engrenage Dans Une Transmission Composée, Mémoire de fin d'études de master en génie mécaniqueUniversité Mentouri-Constantine, 2005.
- [15]G. Henriot, Traité Pratique et Théorique des engrenages, tome 2, Edition Dunod
- [16] BOUAZIZ Mohamed, Cours d'Eléments Machine, génie mécanique, ENP,Alger
- [17]Barlier Claude, memoteche plus ingénierie et mécanique conception et dessin, Casteilla, 2011.
- [18] Ensaulte Francis, construction mécanique Tome 2 - transmission de puissance : Application Modification de la vitesse et du mouvement, Dunod, 2009.

- [19] R. Hulin, Techniques de l'Ingénieur, Transmission de puissance mécanique : engrenages et liens souple, 2012.
- [20] Hubert MEMENTEAU ; Technologie fonctionnelle de l'automobile ; Tome2
Transmission, train roulant, La direction ; DUNOD.
- [21] Aflah ELOUNEG "Conception et étude de fabrication du système de direction" -mémoire de master, Ecole Nationale Polytechnique, ALGER, 2016.
- [22] Massinissa MAHOUR, Ali GHARDANE "Etude , conception et adaptation d'un système de direction à droite du véhicule K120/SNVI" -mémoire de master, Université MOULOUD MAMMERI, Tizi-Ouzou, 2017.
- [GLE71] GLEASON- "Conception des engrenages de pont moteur sur les véhicules de tourisme" - FENWICK, 8, Rue de Rocroy. Paris(10), Edition 1971.p.3-16.
- [DUY14] Pierre DUYSINX - " Partim technologie des essieux" - Ingénierie des véhicules terrestres, Université de Liège, 2014.
- [BOU16] M.BOUDAHROUNE - " Analyse statique et cinématique d'un réducteur épicycloïdal plan" -mémoire de master, Université MOULOUD MAMMERI, Tizi-Ouzou, 2016.
- [TEI12] Joël TEIXEIRA Alves " Définition analytique des surfaces de denture et comportement sous charge des engrenages spiro-conique" -Thèse de doctorat, INSA, Lyon, 2012.
- [WAN14] Jin WANG - " contribution à l'analyse du comportement dynamique d'engrenages spiro- conique" - Thèse de doctorat, INSA, Lyon, 2014.
- [HEN07] George HENRIOT- " engrenages : conception, fabrication, mise en œuvre" -Dunod, paris, ISBN 978-2-10-050857-0, 8^e édition, 2007.p271-273.
- [MIT] Ministère des transports - " véhicules poids lourds" - ENACTA, version 1.0. p.251-256.
- [HAI11] Saïd HAMADOUCHE, Lyes IMARAZENE - " Amélioration des caractéristique mécanique et microstructurales du différentiel du camion K120 par traitement thermique " -Mémoire d'ingénieur, Université MOULOUD MAMMERI, TIZI-OUZOU, 2011.
- [BER05] L.BERVILLER " conception et fabrication intégrées de pièces Net Shape. Application aux différentiels forgés" - Thèse de doctorat, ENSAM, Metz, 2005.
- [23] documents ZF Algérie.
- Bereich Nkw / Sonder-Antriebstechnik, Catalogues des boîtes de vitesses ZFECOSPLIT, Allemagne.
 - Kundendienst, Manuel de montage des boîtes de vitesses ZF-ECOSPLIT, Allemagne.
- [24] Jean-Louis FANCHON, Guide des sciences et technologiques industrielles, Nathan, 2010.
- [25] Boîte à vitesse ZF-Ecosplit www.wiki.org
- [26] AUBERT & DUVAL, Groupe ERAMET, France.

[27] Jean-Louis FANCHON, Guide des sciences et technologiques industrielles, Nathan, 2010.

[28] MAN Truck & Bus AG, Directives de carrossage TRUCKNOLOGY®GENERATION S et X (TGS/TGX), Edition 2013 version 1.0

[29] <http://www.futura-sciences.com/magazines/high-tech/infos/dico/d/informatiquesimulation-informatique-11319/>.

[30] SolidWorks 2010_SolidWorks Simulation. Dassault systèmes SolidWorks corporation. 300 Baker Avenue. Concord Massachusetts 01742 USA.

[31] H. Longeot et L. Jourdan, Construction industrielle, Edition 1982, Dunod

[BAU06] Cyrille BAUDOUN - " contribution à la qualification d'un processus de fabrication par une approche dimensionnelle : application au pignon conique forgé dit (net Shape)" - Thèse de doctorat, sciences de l'ingénieur, Arts et métiers, paris tech, 2006.