

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



Département : Génie mécanique

Entreprise : Groupe ETS KBS - BOUDIS

Mémoire de projet de fin d'études pour l'obtention du
Diplôme d'ingénieur d'Etat en Génie Mécanique

Conception et étude de fabrication du système de direction d'un véhicule léger

Aflah ELOUNEG

Sous la direction de M. Belkacem BENNIKOUS, PDG de groupe ETS KBS-BOUDIS

Présenté et soutenu publiquement le 13/06/2016

Composition du jury :

Président	M. Mohammed BOUAZIZ,	Professeur	ENP
Promoteur	M. Ikhlef BELHADEF,	Enseignant	ENP
Examineur	M. Djamel SAIDI,	Enseignant	ENP
Examineur	M. Saïd RECHAK,	Professeur	ENP
Invité	M. Mohammed BEN BRAIKA	Enseignant	ENP

ENP (2016)

DÉDICACES

Je dédie ce travail,
À mes très chers parents,
que Dieu les protège,
À ma fiancée Meriem,
À tous les membres
de la grande famille
« Ouled Boulahya »,
À l'équipe Kbs - Boudis
À tous mes chers(es) amis
réels et virtuels...

REMERCIEMENTS

Louange, au seul et unique Dieu, en premier et en dernier lieu ; pour tout ce dont je suis conscient et tout ce que j'ai acquis.

Je remercie mes parents pour leur patience, leurs innombrables sacrifices et pour leur incessant soutien depuis ma naissance.

Toutes les personnes, que j'avais l'honneur d'avoir comme enseignants ou coach durant toute ma vie, sont respectueusement remerciés pour leur orientations et leur transmissions de savoir ; en commençant par mes deux promoteurs Mr Belkacem Bennikous et Mr Ikhlef Belhadef, le jury composé de : président Mr le professeur Mohammed Bouaziz et les examinateurs Mr Saïd Rechak et Mr Djamel Saïdi, et finalement les invités, Mr Brahim Guergueb et Mr Mohammed Ben Braïka

Un spécial remerciement à Mlle H.Hammouda, que Dieu l'accepte dans ses vastes paradis. Elle fut ma première maîtresse à la maternelle et la première à m'avoir ouvert les yeux pour viser loin et me lancer dans la quête de savoir et de la réussite.

Une très profonde gratitude va à tous mes amis, sans exception ; d'abord, mon meilleur ami Zakaria, mon catalyseur et mon booster, mes amis d'enfance à Guerrara où à l'école primaire-moyenne Aissat Idir, mes chaleureux amis du lycée Ibn Nass, mes amis à l'Ecole Préparatoire Sciences et Techniques D'Alger, et finalement mes amis à Polytechnique d'Alger, en occurrence, les Amis de CAP, VIC et PLC.

Je ne manque pas de remercier sincèrement mes amis virtuels, que je n'ai jamais pu rencontrer pour l'aide morale et pour leurs critiques très constructives.

RÉSUMÉS

ملخص.

الموضوع المعالج من خلال هذا المشروع هو دراسة تصميم وصناعة أنظمة التوجيه في السيارة السياحية من نوع رينو سيمبول. الدراسة تشمل انتقاء مادة التصنيع، حساب مختلف الأبعاد للقطع الجزئية، تحليل مقاومة المواد لديها من خلال المحاكاة المنتهجة في البرنامج المعلوماتي سوليد وركس، اختيار طرائق التقريز والخراطة لبعض القطع الميكانيكية وكذلك حساب الزمن الأدنى للتقطيع. خارطة طريق صممت للمساعدة في تقييم رأس المال اللازم للتصنيع.

الكلمات الدالة: نظام التوجيه، تصميم، رف وترس، حساب الأبعاد، مقابولة فرعية.

Abstract

The subject matter of this project is the design and manufacture studies of steering systems of the tourist vehicle Renault Symbol. The study includes material selection, designing organs, analysis of their strength through simulations on Solidworks and the choice of machining processes of spare parts and their minimal execution time. A business plan has been established to contribute to the assessment of production fees and costs.

Keywords: steering system, designing, rack and pinion, sizing, subcontracting.

Résumé.

Le sujet traité dans ce projet est l'étude de conception et de fabrication des systèmes de direction dans le véhicule touristique Renault Symbol. L'étude comporte le choix du matériau, le dimensionnement des organes, l'analyse de leur résistance à travers les simulations faites sur Solidworks, le choix de procédé d'usinage de certaines pièces et le temps minimal de leur coupe. Un business plan a été établi pour contribuer à l'évaluation des coûts de la fabrication.

Mots-clés : système de direction, conception, pignon-crémaillère, dimensionnement, sous-traitance.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACES	
REMERCIEMENTS	
RÉSUMÉS	
TABLE DES MATIÈRES	
TABLE DES FIGURE	
LISTE DES TABLEAUX	
NOMENCLATURE	
AVANT-PROPOS	
INTRODUCTION GÉNÉRALE.....	14
Chapitre 1 DÉCOUVERTE.....	16
1.1 INTRODUCTION	16
1.2 HISTORIQUE ET PROBLÉMATIQUE :.....	17
1.3 TECHNIQUE ACTUELLE	20
1.4 TECHNOLOGIE FONCTIONNELLE DU SYSTEME DE DIRECTION.....	21
1.5 ASSISTANCE HYDRAULIQUE DE LA DIRECTION.....	26
1.6 ASSISTANCE ÉLECTRIQUE DE LA DIRECTION.....	31
Chapitre 2 : CONCEPTION ET DIMENSIONNEMENT.....	37
2.1 INTRODUCTION.....	37
2.2 ÉTUDE CINÉMATIQUE.....	37
2.3 ÉTUDE DYNAMIQUE.....	42
2.4 CHOIX DES MATÉRIAUX.....	48
2.5 DIMENSIONNEMENT.....	53
Chapitre 3 : PROCÉDÉS DE FABRICATION.....	74
3.1 INTRODUCTION.....	74
3.2 LISTE DES PIÈCES À FABRIQUER.....	74
3.3 LA MISE EN ŒUVRE DES PIÈCES.....	75

3.4 DESSINS DE DÉFINITION ET D'ASSEMBLAGE.	82
Chapitre 4 : BUSINESS PLAN.....	83
4.1 INTRODUCTION.....	83
4.2 PROBLÉMATIQUE.....	84
4.3 PRÉSENTATION DE L'ENTREPRISE KBS-BOUDIS.....	84
4.4 CLIENT.	85
4.5 L'ORIGINALITÉ DU PRODUIT.....	85
4.6 STRATÉGIE DE COMMERCIALISATION.	86
4.7 INNOVATION APPORTÉE AU PRODUIT.....	87
CONCLUSION GÉNÉRALE	90
BIBLIOGRAPHIE.....	91
ANNEXES.....	93
Annexe A.	93
Annexe B.	95

TABLE DES FIGURES

Figure 1.1 – Schéma du système de direction d'un véhicule léger.....	16
Figure 1.2 – Chariot à 4 roues dirigé par un timon.....	17
Figure 1.3 – La cheville ouvrière d'un chariot hippomobile (en bleu).....	17
Figure 1.4 – Vue générale du système de Lankensperger (coll. H Paggen)	18
Figure 1.5 – Dessin d'Ackerman d'une voiture à roues couplées, indépendantes de l'essieu1817	18
Figure 1.6 – La machine à vapeur L'obéissante d'Amédée Bolée.....	19
Figure 1.7 – Épure de Jeantaud ou d'Ackermann.....	19
Figure 1.8 – Différence entre les systèmes de direction classiques et actuels.....	20
Figure 1.9 – Schéma d'une direction à crémaillère.....	21
Figure 1.10 – Fonction de la direction	21
Figure 1.12 – Orientation des roues AV.....	22
Figure 1.13 – Pivotement d'une roue.	22
Figure 1.14 – Pivot pour essieux rigide. 1. Pivot à chape ouverte. 2. Pivot à chape fermée.....	22
Figure 1.15 – Pivot pour train à roues indépendantes. Routule de direction- suspension.....	23
Figure 1.17 – Couple de l'axe du volant.	24
Figure 1.18 – Éléments de la direction à crémaillère.....	25
Figure 1.19 – Boîtier de direction à vis et secteur.....	25
Figure 1.20 – Crémaillère de direction	26
Figure 1.21 – Principe de fonctionnement des systèmes de direction assistée.....	28
Figure 1.22 – Système de direction complet (document Renault).....	28
Figure 1.23 – Circuit hydraulique de direction assistée.....	29
Figure 1.24 – Braquage à gauche.	29
Figure 1.25 – Braquage à droite.....	29
Figure 1.26 – Pompe à palettes.....	31
Figure 1.27 – Fonction d'une DAE.	32
Figure 1.28 – Les éléments constitutifs d'une DAE.	33
Figure 1.29 – Les éléments caractéristiques d'une DAE.....	34
Figure 1.30 – Les éléments constitutifs d'un capteur de couple.	34
Figure 1.31 – Capteur de vitesse.....	35
Figure 1.32 – Fonctionnement d'un capteur de vitesse véhicule.....	36
Figure 1.33 – Ensemble Moto réducteur.	36
Figure 2.1 – Épure de Jeanteau.	38
Figure 2.2 – Mécanisme de Bricard.....	39

Figure 2.3 – Mécanisme de Davies.	39
Figure 2.4 – Groupes cinématiques du système.....	40
Figure 2.5 – Graphe de liaisons cinématiques du système.....	40
Figure 2.6 – Identification des liaisons cinématiques du système.....	41
Figure 2.7 – Schéma cinématique minimal du système de direction.	41
Figure 2.8 – Dérive d'un pneumatique.....	43
Figure 2.9 – Contact roue/sol fort grâce à la force de trainée.....	43
Figure 2.10 – Bilan des forces appliquées sur la roue.	44
Figure 2.11 – Bilan des forces appliquées sur la roue (Braquage sur place).	44
Figure 2.12 – Angle d'inclinaison.	45
Figure 2.13 – Angle de chasse.	45
Figure 2.14 – Déport au sol.....	46
Figure 2.15 – Moment simplifié de direction de la roue AVD.....	46
Figure 2.16 – Moment fictif de la direction de la roue AVD.....	47
Figure 2.17 – Sens d'orientation des forces/moments.	47
Figure 2.18 – Diagrammes des moments de direction.	48
Figure 2.19 – Le choix des matériaux est déterminé par la fonction.....	49
Figure 2.20 – La stratégie de choix des matériaux.....	49
Figure 2.21 – Choix du matériau pour la biele de direction via le logiciel CES.....	50
Figure 2.22 – Choix de la sous-classe d'un matériau.....	51
Figure 2.23 – Obtention de la liste des matériaux admissibles.....	52
Figure 2.24 – Similitude des normes pour un même matériau.	52
Figure 2.25 – Disponibilité du matériau choisi dans le catalogue des normes algériennes.....	52
Figure 2.26 – Méthode de calcul de la colonne intermédiaire.....	53
Figure 2.27 – Ensemble colonne de direction.	54
Figure 2.28 – Extension de l'arbre de direction.....	54
Figure 2.29 – Indice de charge.	54
Figure 2.30 – Concentration des contraintes.....	56
Figure 2.31 – Arbre de direction.	57
Figure 2.32 – côtes normalisées du Joint cardan pour un diamètre Ø23 et moment 38 N.m.....	58
Figure 2.33 – joint de cardant détachable.....	58
Figure 2.34 – Simulation de l'analyse statique de l'arbre de direction.....	58
Figure 2.35 – Angles entre les forces et bras de levier.....	60
Figure 2.36 – Rappel des moments de direction.....	61
Figure 2.37 – La denture est sollicitée en flexion.	65
Figure 2.38 – Roue taillée à denture déportée.....	66
Figure 2.39 – Modélisation du pignon de direction.	66
Figure 2.40 – Engrenement pignon/crémaillère.....	68
Figure 2.41 – Relation géométriques de la crémaillère	68

Figure 2.42 – Liaisons mécaniques de la biellette.....	69
Figure 2.43 – Etude de flambement sur axe de diamètre Ø14.....	71
Figure 2.44 – Etude de flambement sur axe de diamètre Ø12 courbé.....	71
Figure 2.45 – Rotule de direction.....	72
Figure 3.1 – Taillage par fraise mère.....	77
Figure 3.2 – Taillage sur une fraiseuse à commande numérique.....	79
Figure 3.3 – Taillage par fraise-module.....	79
Figure 4.1 – Démarche du Business Plan.....	83
Figure 4.2 – Créneau impossible.....	88
Figure 4.3 – Solution de double-crémaillère.....	89

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1 – Choix du boîtier de la direction pour la démultiplication	26
Tableau 1.2 – Principe de fonctionnement du distributeur.....	30
Tableau 1.3 – Traitement des données dans une DAE.....	33
Tableau 1.4 – Fiche technique d’un moteur de DAE.....	36
Tableau 2.1 – Classement des pièces selon les critères du choix des matériaux.....	49
Tableau 2.2 – Choix des sous-classes.	51
Tableau 2.3 – Propriétés de FG S 350 – 22.	56
Tableau 2.4 – Itérations de l’optimisation du diamètre.	59
Tableau 2.5 – Données ciblées et requises du pignon.....	60
Tableau 2.6 – Propriété de EN GJS 450 – 10.	62
Tableau 2.7 – Valeurs du coefficient de forme y pour une denture normale et $\alpha = 20^\circ$	64
Tableau 2.8 – Optimisation du facteur de qualité.....	65
Tableau 2.9 – Paramètres complémentaires du pignon.....	66
Tableau 2.10 – Propriétés physiques de l’acier 35NCD6.....	70
Tableau 2.11 – Comparaison entre les assistances hydraulique et électrique.....	73
Tableau 3.1 – Données techniques pour calculer le temps d’usinage par une fraise mère.	76
Tableau 3.2 – Liste des machines d’usinage obligatoire.....	81

NOMENCLATURE

Lettres latines.

<i>a</i>	Avance de la fraise mère [mm/tour].
<i>a_m</i>	Avance de la meule [mm/min]
<i>b</i>	Largeur de la denture [mm].
<i>b_m</i>	Largeur de la meule [mm].
<i>C</i>	Course [mm]
<i>d</i>	Déport au sol [mm]
<i>D_f</i>	Diamètre de la fraise [mm].
<i>D_{cr}</i>	Diamètre de la crémaillère [mm].
<i>E</i>	Module de Young [N.mm ⁻²]
<i>e</i>	Épaisseur de saillie [mm].
<i>F_p</i>	Force perturbatrice [N]
<i>F_t</i>	Force de trainée [N]
<i>F_Z</i>	Force verticale appliquée sur les roues AV [N]
<i>G</i>	Module de cisaillement [N.mm ⁻²]
<i>h</i>	Hauteur total de la denture [mm]
<i>h_a</i>	Hauteur de la tête de dent [mm]
<i>h_f</i>	Hauteur du creux [mm]
<i>i</i>	Nombre de passes de la meule.
<i>I_o</i>	Moment quadratique [mm ⁴]
<i>I_p</i>	Indice de performance des matériaux.
<i>j</i>	Nombre de roues taillées simultanément.
<i>L_{bd}</i>	Longueur de la biellette de direction [mm].
<i>k</i>	Facteur de qualité.
<i>K_t</i>	Coefficient de concentration de contraintes.
<i>l_{dég}</i>	Dégagement [mm].
<i>l_{eng}</i>	Entrée en course [mm].
<i>l_m</i>	Longueur de la surface à rectifier [mm]
<i>M</i>	Moment [N.m]
<i>m</i>	Module [mm]
<i>n_f</i>	Fréquence de rotation de la fraise mère [min ⁻¹]
<i>p</i>	Pas [mm]
<i>R_{AV}</i>	Rapport des masses admissible des roues AV.
<i>s</i>	Coefficient de sécurité

S	Aire de section [mm ²].
T	Temps de coupe [min].
V_c	Vitesse de coupe [m/min].
V_m	Vitesse de la meule d'entraînement [m/min].
y	Coefficient de forme.
Z	Nombre de dents d'un engrenage.
Z_f	Nombre de filets de la fraise.

Lettres grecques.

γ	Angle d'inclinaison du pivot [°]
δ	Angle de braquage [°]
ν	Angle de chasse [°]
α_m	Angle de pivotement de la meule d'entraînement [°].
α	Angle de pression [°]
μ	Coefficient du glissement de la pièce rectifiée.
σ_{eq}	Contrainte normale équivalence de Von Mises [N.m ⁻²]
σ_e	Limite d'élasticité [N.m ⁻²]
σ_p	Limite à la traction [N.m ⁻²]
ρ	Masse volumique [Kg.m ⁻³]
τ_{max}	Résistance maximale à la torsion [N.m ⁻²]
τ_{nom}	Résistance nominale à la torsion [N.m ⁻²]

AVANT-PROPOS

Le "sous-traitant" auto-mécanique local algérien est un entrepreneur qui, sous la direction d'un constructeur (RENAULT, SNVI, ENMTP, DAIMLER, MERCEDES etc ...), s'engage envers ce dernier, en tant qu'équipementier, à réaliser en FEO/OEM un travail en sous-œuvre tels que pièce ou équipement constitutif du véhicule projeté en Algérie (Symbol-Renault, etc...). Dans un même modèle de voiture, il y a nécessairement plusieurs fournisseurs pour un sous-système. En général, ils sont substituables.

La prise de conscience par constructeur et par le sous-traitant local algérien, d'une "cellule d'ingénierie auto-mécanique FEO/OEM" en partenariat "gagnant/gagnant avec le département génie-mécanique de l'ENP, permettrait à l'Algérie d'avancer à grand pas dans un schéma local algérien de développement auto-mécanique. Les retombées d'un tel schéma local de développement auto-mécanique sont (1) Une forte crédibilité (2) Un élan vers des projets porteurs (3) Un renouveau porté par la Qualité (4) Une dynamique auto-mécanique cohérente en Algérie (5) Une équipe génie-mécanique ENP en ébullition (6) Des aménagements industriels auto-mécaniques cohérents.

Sarl ETS BOUDIS, en tant que Vice-Président de l'UPIAM (Union Professionnelle des Industries Automobiles et Mécaniques) et qu'équipementier et intégrateur de solutions complètes livrées clés-en-main à la SNVI, l'ENMTP ETRAG etc... a décidé dans le cadre de la convention ENP/UPIAM signée il y a plus de dix ans, d'intégrer en Algérie en partenariat avec le département génie-mécanique de l'ENP, la fabrication du système de direction pour tous les véhicules projetés en Algérie (Symbol-Renault-Oran, Bus-Daimler-Rouiba, 4X4-Mercedes-Tiaret , engins spéciaux-Mercedes-Constantine). L'étude préliminaire se fait dans le cadre du PFE-2016 confié à l'élève-ENP Aflah ELOUNEG.

Ajoutons que l'adoption d'une loi identique à celle qui a été votée aux USA en 1953 "Small Business Act", réservera aux PME de sous-traitance certains marchés publics et ce qui encourage l'innovation locale tout en permettant aux petits acteurs de concurrencer les grandes entreprises pour atteindre eux aussi des tailles internationales.

INTRODUCTION

GÉNÉRALE

L'Algérie a connu une crise économique durant l'année 2015 et ça risque de durer encore plus longtemps. La solution que l'état a adoptée est la diversité économique en commençant par le domaine de l'industrie. Bâtir une industrie lourde ne se fait pas d'un seul coup, normalement on doit passer par une phase de transition : on installe une unité de montage avant de passer à l'intégration partielle ou totale.

L'entreprise KBS, sous-traitant algérien dans le domaine de la mécanique des véhicules, compte contribuer à l'intégration des pièces mécaniques dans les véhicules légers et industriels. Et comme premier pas, elle investira dans la production des systèmes de direction dans les voitures produite localement, Renault Symbol Oran et Mercedes à Tiaret. Le présent PFE leur servira de guide technique pour l'acquisition du savoir-faire, et de business plan pour l'estimation du capital social à assurer à fin de satisfaire la productivité annuelle qui est de l'ordre de 30 000.

Le chapitre 1 intitulé « Découverte » introduit des notions très importantes sur les différents systèmes de direction qui ont été installés sur les véhicules depuis le XIXème siècle. Une étude théorique complète sur les composants constitutifs du système est détaillée dans ce chapitre.

Dans le chapitre 2, on fait l'étude de conception complète du système en passant par la démarche conventionnelle où l'on procède à l'élaboration du schéma cinématique, le choix des matériaux le dimensionnement, l'analyse statique et enfin l'optimisation. Le choix de matériau et l'analyse statique font recours à l'utilisation des logiciels Cambridge Engineering Selector et Solidworks respectivement.

Le chapitre 3 fait objet de l'étude de fabrication des composants dimensionnés dans le chapitre 2. L'étude est basée sur le choix des meilleurs procédés d'usinage selon le temps

de coupe et le prix. Pour chaque procédé on détermine le nombre nécessaire de machine à installer dans l'unité de fabrication pour satisfaire la cadence de 30 000 unités par an.

Finalement dans le dernier chapitre, on élabore un plan business qui va aider l'entreprise à mieux visualiser le marché et les opportunités qu'il faut saisir avec éventualité d'améliorer le produit grâce aux idées d'innovations apportés et cité à la fin de ce chapitre.

CHAPITRE 1

DÉCOUVERTE

1.1 INTRODUCTION.

Le système de direction d'un véhicule, est l'ensemble des organes qui permettent de modifier l'orientation de sa trajectoire et donc de prendre des virages.

Techniquement, sur un véhicule à roues, en agissant sur le volant (ou le guidon), le conducteur fait varier l'angle de dérive¹ des roues directrices (ou de la roue directrice pour le cas de véhicule à 3 roues). L'effort ainsi créé entre la route et la bande de roulement fait tourner le véhicule.

Les établissements KBS et BOUDIS vont, à travers ce projet de fin d'étude et en collaboration avec les 2 entreprises turques et chinoises : HEMA et XINGING respectivement, fabriqué des systèmes de direction pour différents véhicules : Poids Lourd (Camions SNVI, MERCEDES BENZ), et poids léger (RENAULT, MERCEDES BENZ, et prochainement PEUGEOT et VOLKSWAGEN). Ces marques sont actuellement produites en Algérie. Le présent rapport va servir, également, d'un Business-Plan pour mieux évaluer les coûts de la production afin d'aboutir à un bon prix concurrentiel.

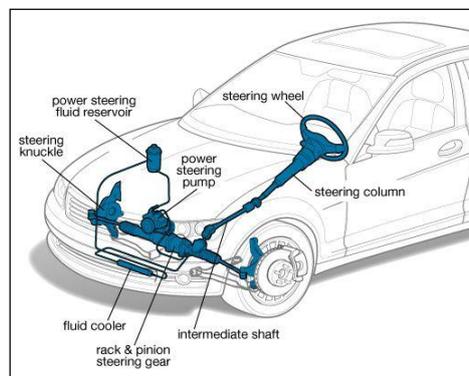


Figure 1.1 – Schéma du système de direction d'un véhicule léger [1].

¹ Angle entre le plan de roue et la trajectoire de la roue

1.2 HISTORIQUE ET PROBLÉMATIQUE.

Les problèmes qui ont poussé les ingénieurs à travers le temps de concevoir un système qui leur permet de contrôler la direction du véhicule sont 4 :

- Tracé de la route².
- Les irrégularités du sol (réactions).
- l'influence du vent latéral (dérive).
- Les manœuvres à effectuer sont très limités.

L'histoire de la direction est d'abord celle appliquée aux véhicules hippomobiles : le problème s'est posé dès que le véhicule a eu plus d'un essieu. Il semble qu'il ait existé des chariots à quatre roues sans direction. Le timon articulé faisait alors riper l'essieu avant (Figure 1.2).



Figure 1.2 – Chariot à 4 roues dirigé par un timon [2].

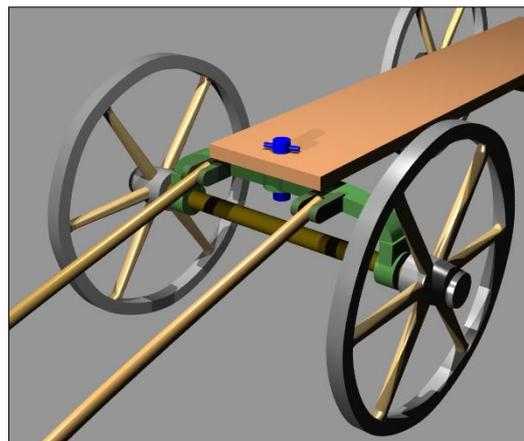


Figure 1.3 – La cheville ouvrière d'un chariot hippomobile (en bleu) [2].

Essieu rigide: Pour obtenir un vrai système de direction, le choix d'une seule roue orientable a été fait assez tôt mais au détriment de la stabilité. En fait, le système de direction le plus répandu pendant plusieurs siècles fut celui où l'essieu directeur du véhicule est rigide et articulé autour d'un pivot central vertical : la « cheville ouvrière » (Figure 1.3). Ce système a été appliqué aux premières automobiles comme les Clément-Panhard.

² Un des éléments qui permettent de caractériser la géométrie d'une route pour but de vaincre la force centrifuge.

Un autre système assez peu répandu consiste à avoir un véhicule articulé en son milieu, chaque partie étant supportée par un essieu.

Essieu brisé (roues couplées) : La direction à cheville-ouvrière n'étant pas satisfaisante pour la stabilité en virage, l'idée de désolidariser les fusées des roues se fit rapidement jour, même pour les véhicules hippomobiles. Différents modes de couplage plus ou moins complexes furent utilisés (Figure 1.4).

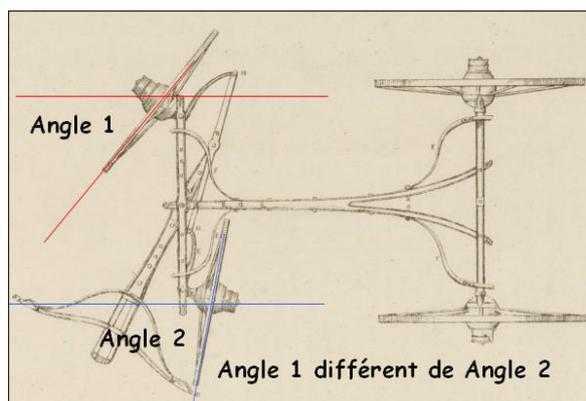


Figure 1.4 – Vue générale du système de Lankensperger (coll. H Paggen) [2].



Figure 1.5 – Dessin d'Ackerman d'une voiture à roues couplées, indépendantes de l'essieu 1817 [2]

Comme l'indique une plaque de commémoration datant de 1982, Lankensperger est donc bien l'inventeur du premier système de roues directrices. Pourtant, cette innovation est le plus souvent attribuée à Ackerman. Bien que n'en étant pas le créateur, il utilisa le dispositif, dès 1817, dans la conception de plusieurs projets de voiture utilisant ce dispositif, et il en déposa le brevet à Londres, en 1817. Cependant, on ne trouve pas traces d'autres réalisations et il n'en reste aucun modèle. Il est plausible d'envisager que les matériaux et techniques de l'époque n'en assuraient pas une réelle fiabilité. Il faudra attendre la fin du XIX^e pour que ce système de direction soit de nouveau utilisé.

Un système original fut celui utilisé sur le véhicule à vapeur d'Amédée Bollée-père : les deux roues directrices étaient couplées par une chaîne à une roue dentée (elliptique) solidaire du volant (Figure 1.6).

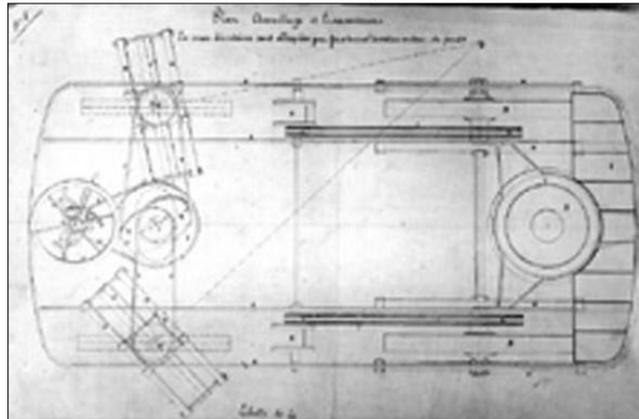


Figure 1.6 – La machine à vapeur L'obéissante d'Amédée Bolée [2].

La formalisation géométrique de la direction par l'épure de Jeantaud conduit assez rapidement à utiliser une barre de direction qui relie rigidement des biellettes de direction. C'est de ce système, non rigoureux du point de vue mathématique mais tout à fait satisfaisant en pratique, d'où sont dérivées toutes les directions automobiles actuelles. Pour se faire l'angle le plus près du virage est de 45° alors que l'autre est de 110° (figure 1.7).

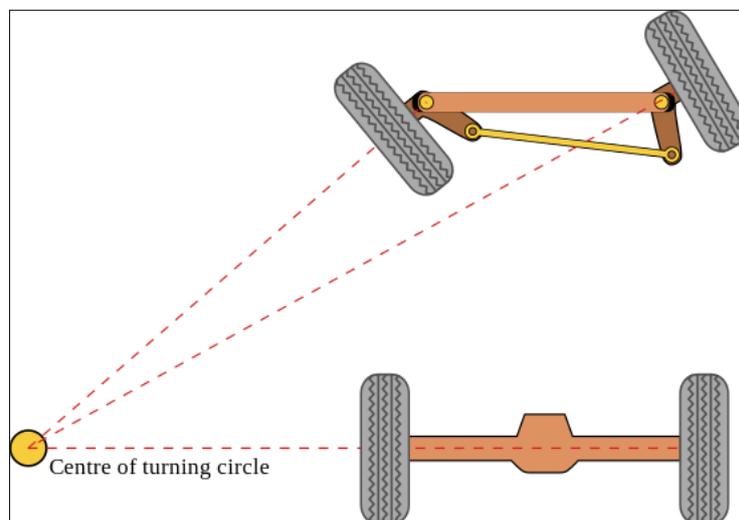


Figure 1.7 – Épure de Jeantaud ou d'Ackermann [2].

Ce dernier principe est toujours utilisé de nos jours surtout dans les camions (K66 produit par SNVI par exemple). La prochaine figure (1.8) illustre mieux la différence entre les systèmes de direction dans un chariot à roues motrices solidaires et dans une voiture munie de système de Jeantaud.

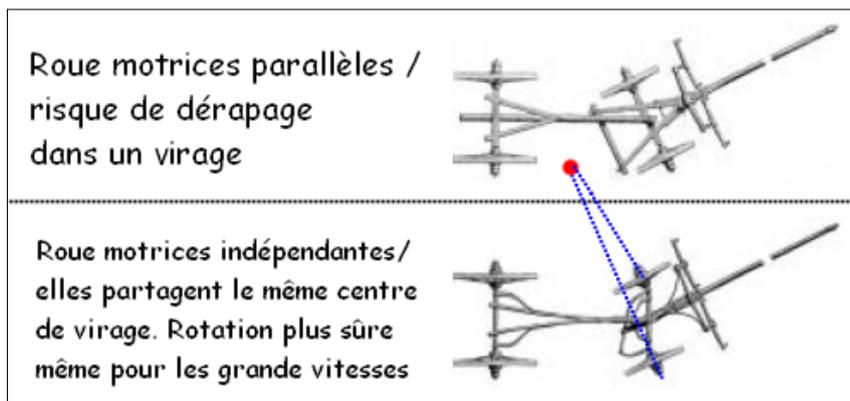


Figure 1.8 – Différence entre les systèmes de direction classiques et actuels.

1.3 TECHNIQUE ACTUELLE.

Une direction traditionnelle à deux roues directrices comporte (figure 1-9) :

- le volant et l'axe du volant (ou colonne de direction),
- le boîtier de direction chargé de transformer un mouvement de rotation du volant en mouvement de translation,

- le bras de commande et d'accouplement qui peut être une crémaillère,
- les biellettes assurant la liaison entre la partie suspendue et la partie non suspendue du train directeur,
- les porte-fusées des roues directrices qui tournent autour d'un axe proche de la verticale.

Une direction courante comporte :

- une colonne de direction,
- un boîtier de direction,
- une bielle pendante,
- un manchon à rotule, une barre de direction et un levier d'attaque,

- deux leviers d'accouplement et deux rotules
- une barre d'accouplement permettant de transmettre le mouvement aux deux roues.

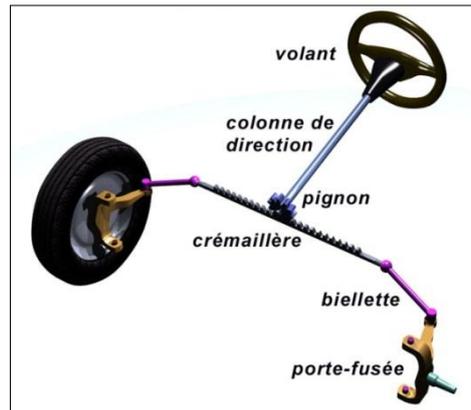


Figure 1.9 – Schéma d'une direction à crémaillère [2].

1.4 TECHNOLOGIE FONCTIONNELLE DU SYSTEME DE DIRECTION.

On illustre un mécanisme quelconque par la boîte A-0. Celle de notre cas d'étude, la direction, est présentée dans la figure (1.10). Puis on explicite le système d'une manière plus détaillée.

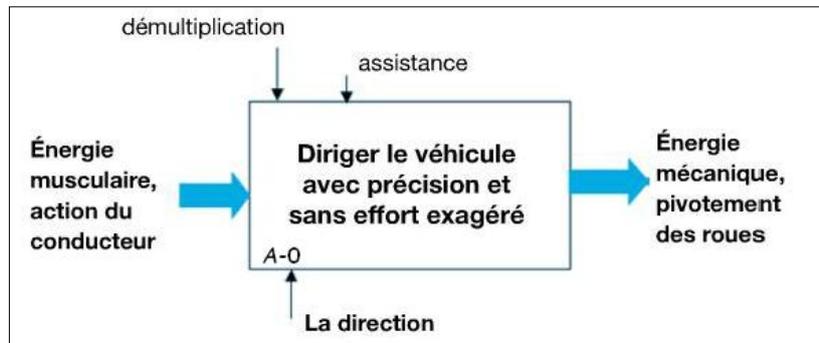


Figure 1.10 – Fonction de la direction [1].

1.4.1 Orientation des roues avant (AV).

Chaque extrémité de l'essieu ou des deux demi-essieux avant comporte un axe, qui permet le pivotement du porte-fusée (figure 1.11). C'est l'axe de pivot. La position géométrique de cet axe est très importante (figure 1.12).

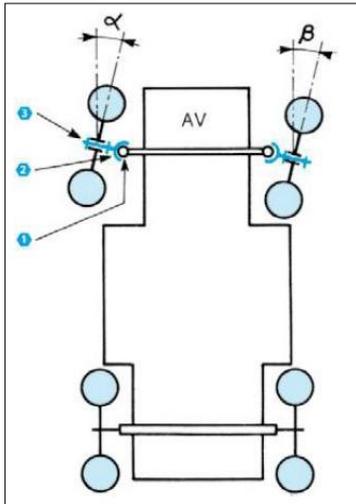


Figure 1.11 – Orientation des roues AV [1].

1. Axe de pivot.
2. Porte-fusée.
3. Fusée.

α et β : angle de braquage des roues AV.

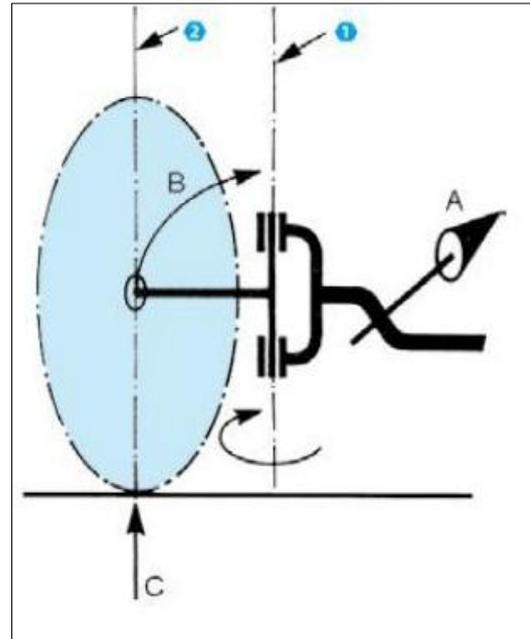


Figure 1.12 – Pivotelement d'une roue [1].

1. Axe de pivot.
2. Plan moyen de la roue.
- A. Avancement du véhicule.
- B. Braquage à droite.
- C. Action du sol sur la roue.

1.4.2 Solutions techniques permettant de réaliser le pivot.

Nous avons déjà distingué deux grandes familles de trains roulants :

- **Essieu rigide** : Le pivot est réalisé par une chape, ouverte ou fermée. Un axe en acier est fixé dans un des éléments de la chape et pivote dans l'autre (figure 1.13).

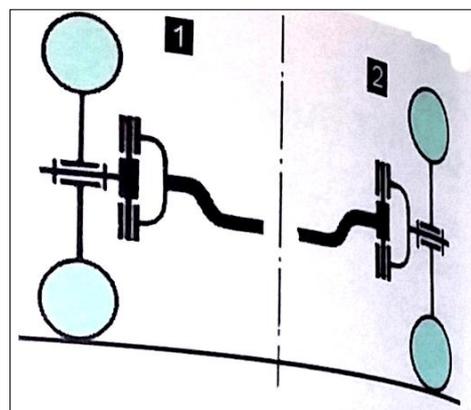


Figure 1.13 – Pivot pour essieux rigide [1].

1. Pivot à chape ouverte.
2. Pivot à chape fermée.

- Roues indépendantes (figure 1.14): L'articulation doit permettre :
 - le mouvement de direction (axe vertical) ;
 - le mouvement de suspension (axe horizontal).

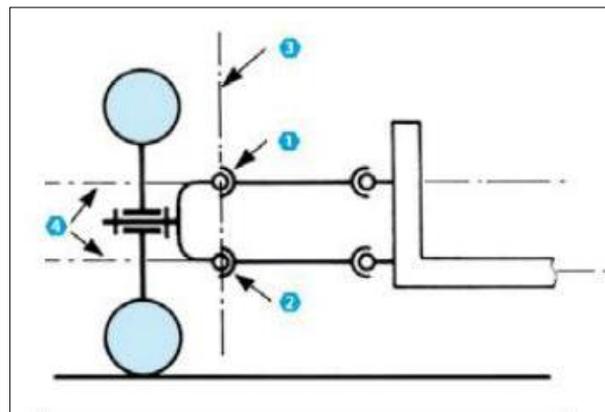


Figure 1.14 – Pivot pour train à roues indépendantes [1].

Rotule de direction- suspension.

1. Rotule supérieure.

2. Rotule inférieure.

3. Axe de pivotement.

4. Axe de mouvement de suspension.

Des rotules, interposées entre le bras de suspension et le porte-fusée permettent de réaliser l'articulation suivant deux axes. L'axe de pivotement est matérialisé par une ligne passant par le centre des deux rotules.

1.4.3 Commande des pivots.

La commande de rotation est possible grâce à un bras, solidaire du porte-fusée, qui peut être positionné :

- en avant ou en arrière de l'axe des fusées ;
- au-dessus ou au-dessous de celui-ci.

Elle doit remplir certaines conditions, le conducteur doit pouvoir diriger les roues avant avec précision et sans effort exagéré. Ce qui implique une commande sans jeu dans sa transmission, démultipliée³, et éventuellement assistée.

En effet, une direction trop directe (peu démultipliée) présente plusieurs inconvénients :

- au moindre mouvement du volant, le véhicule fait un écart de trajectoire important ;
- le couple résistant au pivotement des roues, important dans les manœuvres de stationnement, demande un effort exagéré de la part du conducteur ;

³ Augmenter la force d'application en réduisant le rayon du pignon comme dans le réducteur de vitesse.

-les chocs reçus par les roues sont répercutés au volant, lequel risque d'échapper au contrôle du conducteur.

1.4.4 Mécanisme démultiplicateur.

Nous comprenons la nécessité d'interposer entre le volant et les pivots des roues un mécanisme démultiplicateur qui permette : de donner plus de précision à la direction, de diminuer le couple à appliquer au volant de direction en augmentant le nombre de tours de volant pour un braquage donné et finalement, de limiter la réversibilité (entraînement en rotation du volant par les mouvements des roues).

Nous allons définir le rapport de démultiplication au niveau de l'engrenage de direction. Prenons le cas d'un train avant dont l'adhérence des deux roues produit un couple résistant de 32 daN.m (figure 1.16). Si l'on désire que le couple appliqué au volant par le conducteur ne dépasse pas 2 daN.m, il faut réaliser un mécanisme dont le rapport de couple R soit :

$$R = \frac{\text{Angle de rotation des roues}}{\text{Angle de rotation du volant}} = \frac{90}{720} = \frac{1}{8} \quad (1.1)$$

Le rapport de démultiplication roue/volant devra donc être de **1/16**.

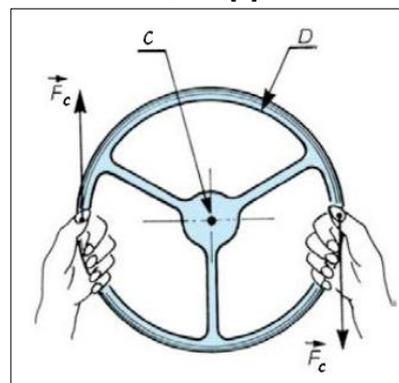
Cela nous fait comprendre la nécessité d'effectuer plusieurs tours de volant pour un angle de pivotement des roues faible. Dans l'exemple choisi : à partir de la ligne droite, il faut 2 tours de volants pour braquer les roues de 45°.

L'intensité de la force fournie par le conducteur est égale à (figure 1.17) : (avec C : moment de couple et D : Diamètre)

$$F_c = \frac{C}{D} \quad (1.2)$$

Si l'on veut diminuer l'effort à fournir par le conducteur, il est possible, pour un couple donné, d'augmenter le diamètre du volant (D) ou diminuer l'intensité de la force (F) en utilisant un dispositif d'assistance.

Figure 1.15 – Couple de l'axe du volant [1].



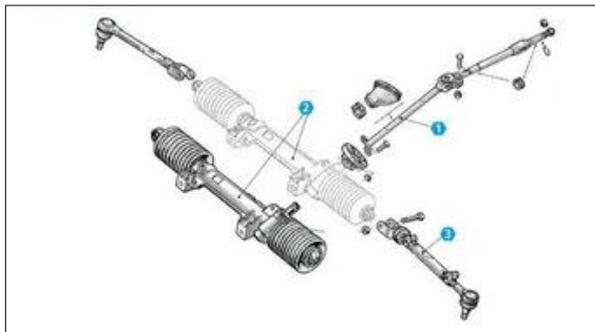


Figure 1.16 – Éléments de la direction à crémaillère [1].

1. Colonne de direction articulée.
2. Crémaillère de direction.
3. Bielle de direction à manchon réglable.

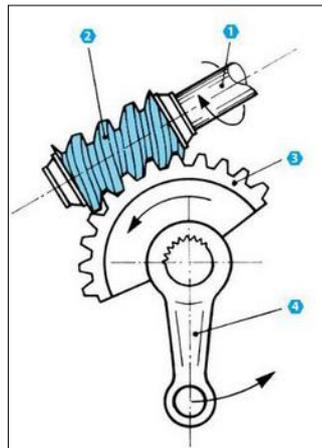


Figure 1.17 – Boîtier de direction à vis et secteur [1].

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

Il existe 2 types de mécanismes pour réaliser la démultiplication :

- 1- **Boîtier de direction** (figure 1.17) : son entrée est directement reliée à la colonne de direction. La démultiplication est réalisée par un engrenage qui peut être à vis et roue, vis et secteur (figure 1.17), vis globique et galet ou vis et écrou.

Dans tous les cas, le mécanisme réalise un renvoi d'angle⁴.

Le rapport de démultiplication est calculé en effectuant le quotient :

$$R = \frac{\text{Nombre de dents qu'aurait une roue complète de même rayon}}{\text{Nombre de filets de la vis}} \quad (1.3)$$

Le fait d'utiliser une vis comme élément d'entrée donne au mécanisme une grande irréversibilité ; les réactions reçues par les roues sont difficilement transmises au volant. La transmission du mouvement jusqu'aux pivots est réalisée par un ensemble de biellettes qui constituent la timonerie.

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

⁴ L'axe d'entrée du boîtier est longitudinal (colonne de direction), l'axe de sortie transversale (bielle pendante), comme on peut le voir sur la figure 1.19

charge supportée par l'essieu directeur est tellement grande que ça va produire un couple important aux pivots et ça va nécessiter également une grande irréversibilité.

En véhicules de tourisme, le boîtier est moins utilisé car :

- l'ensemble de la timonerie est difficile à placer dans un véhicule surbaissé, notamment en tout à l'avant ;
- le nombre important de biellettes et articulations entre le boîtier et les pivots multiplie, à l'usure, les jeux qui rendent la direction imprécise.

Le tableau ci-dessous (tableau 1.1) récapitule les causes du choix de boîtier de direction pour le véhicule lourd et son exclusion dans le véhicule particulier.

Type de véhicule	Choix	Raisons
Lourd	Oui	il faut assurer un couple important et une grande irréversibilité.
Tourisme	Non	Manque d'espace, surbaissement de voiture et imprécision de direction en cas d'usure du mécanisme.

Tableau 1.1 – Choix du boîtier de la direction pour la démultiplication

2- Direction à crémaillère : Le mouvement de rotation du volant est transmis à un pignon qui entraîne une crémaillère dans un déplacement latéral (figure 1.18). Le rapport de démultiplication est déterminé par le diamètre du pignon. Son fonctionnement est réversible⁵.

De chaque côté, la sortie de crémaillère est directement reliée au porte-fusée par une seule biellette. La direction à crémaillère est couramment utilisée car elle représente pour avantages :

- la légèreté et un faible encombrement de l'ensemble crémaillère-timonerie ;
- une réduction des articulations et des jeux.

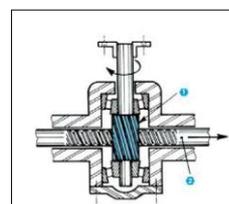


Figure 1.18 – Crémaillère de direction [1].

1. Pignon.
2. Crémaillère.

1.5 ASSISTANCE HYDRAULIQUE DE LA DIRECTION.

⁵ Il est possible d'entraîner le volant en agissant sur les roues.

Une assistance est nécessaire lorsque :

- l'importance du couple résistant aux roues nécessiterait une trop grande démultiplication ;
- la réversibilité de la direction (à crémaillère) risquerait de répercuter au volant des chocs trop importants ;
- on veut améliorer le confort de la conduite.

Le système d'assistance agit en parallèle avec le mécanisme de direction. Dans son action sur le volant, le conducteur réalise :

- le contrôle de la direction en ligne droite grâce à une certaine résistance à la rotation du volant ;
- le déclenchement automatique de l'assistance au braquage et son contrôle.

1.5.1 Les éléments de l'assistance hydraulique et leur fonction respectives.

- * Un réservoir de fluide hydraulique.
- * Une pompe hydraulique, entraînée mécaniquement par le moteur via la chaîne de distribution, aspire le liquide du réservoir et le refoule vers le régulateur de pression.
- * Un régulateur de pression maintient dans le distributeur une pression sensiblement constante dans tous les cas de fonctionnement.
- * Un distributeur hydraulique, commandé mécaniquement par le volant, dirige la pression hydraulique vers le circuit correspondant au braquage effectué.
- * Un vérin hydraulique à double effet transforme la pression hydraulique reçue du distributeur en une force capable d'actionner le mécanisme de direction.

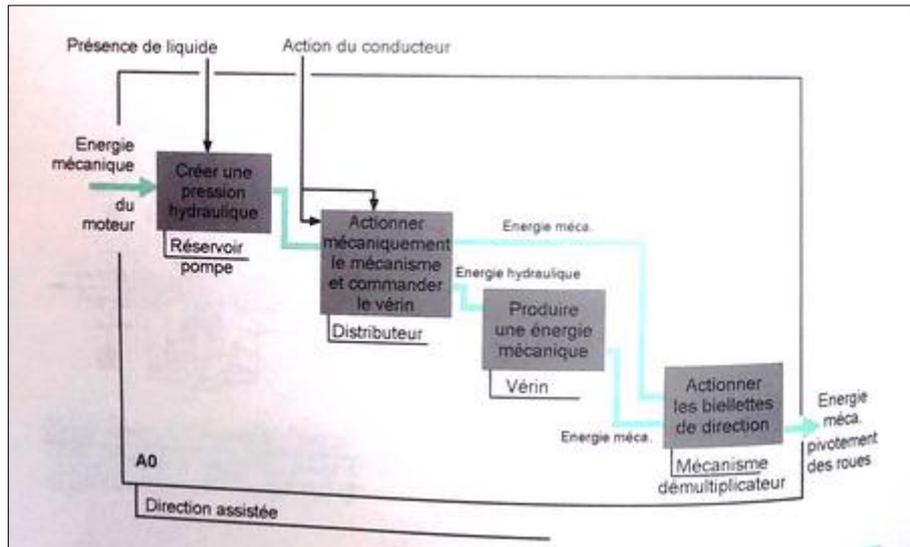


Figure 1.19 – Principe de fonctionnement des systèmes de direction assistée [1].

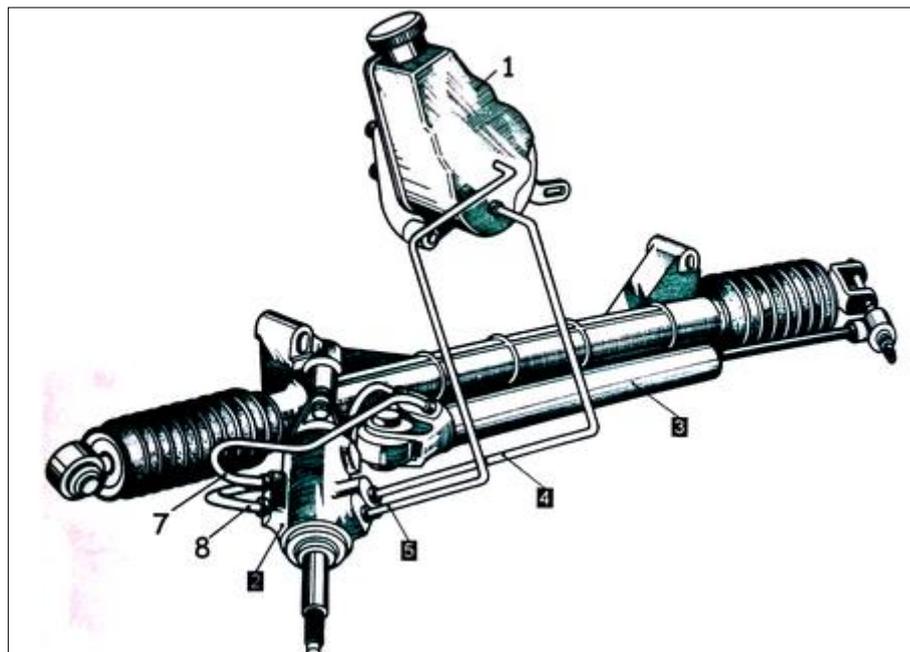


Figure 1.20 – Système de direction complet (document Renault) [1].

1. Réservoir.
2. Distributeur
3. Vérin.
4. Canalisations d'alimentation du distributeur.
5. Retour au réservoir.
6. Commande du vérin pour braquage à droite.
7. Commande du vérin pour braquage à gauche.

1.5.2 Vérin de direction.

Le vérin, incorporé à la crémaillère ou placé en parallèle, se compose :

- d'un corps ou cylindre ;

- d'un piston séparant le cylindre en deux chambres A et B (figure 1.22) ;
- de deux canalisations (une par chambre) assurant l'arrivée ou le retour du liquide.

* Braquage à gauche (figure 1.22). Le conducteur commence à faire pivoter son volant vers la gauche. La crémaillère doit se déplacer vers la droite.

Le début d'effort nécessaire à cette action déclenche le distributeur qui dirige le liquide sous pression dans la chambre A et permet le retour au réservoir du liquide se trouvant dans la chambre B. La pression dans la chambre A agit sur la surface utile du piston qui se déplace grâce à une force ($F_2 = p \cdot S$) Cette force est transmise à la crémaillère par une liaison mécanique.

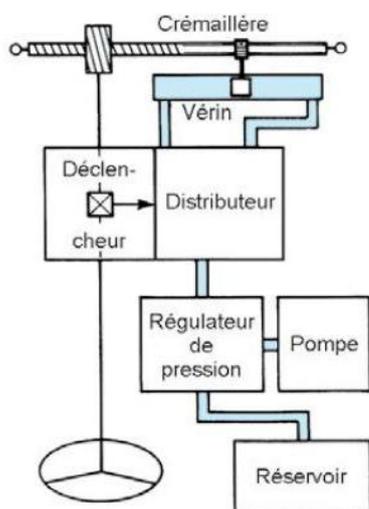


Figure 1.21 – Circuit hydraulique de direction assistée [1].

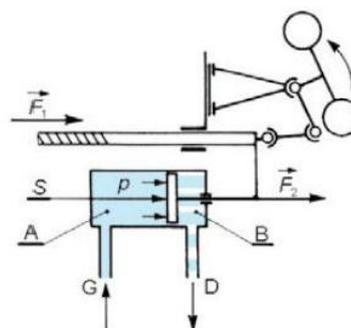


Figure 1.22 – Braquage à gauche [1].
Chambre A : Admission du liquide sous pression.
Chambre B : Échappement (retour au réservoir).

* Braquage à droite (figure 1.23). L'action du conducteur sur le volant déclenche le distributeur qui met en communication la chambre B avec le liquide sous pression et la chambre A en retour de réservoir. Le vérin se déplace en sens inverse.

Remarque

La force du vérin est calculée pour que le conducteur conserve une partie de l'effort à fournir pour braquer et contrôler le braquage.

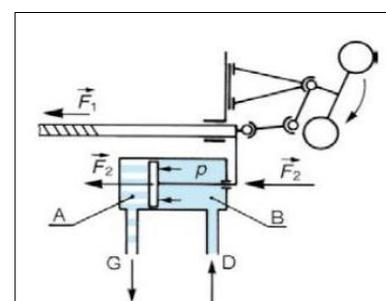


Figure 1.23 – Braquage à droite [1].
Chambre A : Échappement.
Chambre B : Admission du liquide sous pression.

1.5.3 Distributeur.

Le distributeur comprend un ou plusieurs tiroirs hydrauliques commandés mécaniquement par l'action du conducteur sur le volant.

Exemple

Dans le tableau 1.2, nous voyons que le tiroir (2) tourne avec la colonne de direction il peut coulisser dans le cylindre (1) grâce au montage sur rampe hélicoïdale (5).

* Ligne droite (tableau 1.2). Lorsque le volant n'est pas sollicité, le liquide sous pression est dirigé vers les orifices de retour au réservoir et également sur chaque face du piston. Les pressions étant égales sur chaque face du piston ; il n'y a aucune assistance.

* Braquage (tableau 1.2). Par l'intermédiaire de (5), la rotation du volant et la résistance du pignon de crémaillère provoque le déplacement axial du tiroir (2) vers la droite. La communication s'établit entre la réserve de pression et la chambre A du vérin et entre la chambre B et le réservoir.

Le conducteur cesse la rotation du volant – Virage prolongé – et l'assistance rentre en action. En effet, le vérin continue sa course, ce qui provoque une rotation du pignon de crémaillère par rapport au tiroir (2) immobile en rotation. Par l'intermédiaire de (5), le tiroir revient en position neutre : il y a arrêt de l'assistance. Le contrôle de l'assistance de direction s'effectue donc automatiquement par action du volant et réaction de la crémaillère. Les mêmes phénomènes se produisent lors du braquage dans le sens opposé (tableau 1.2).

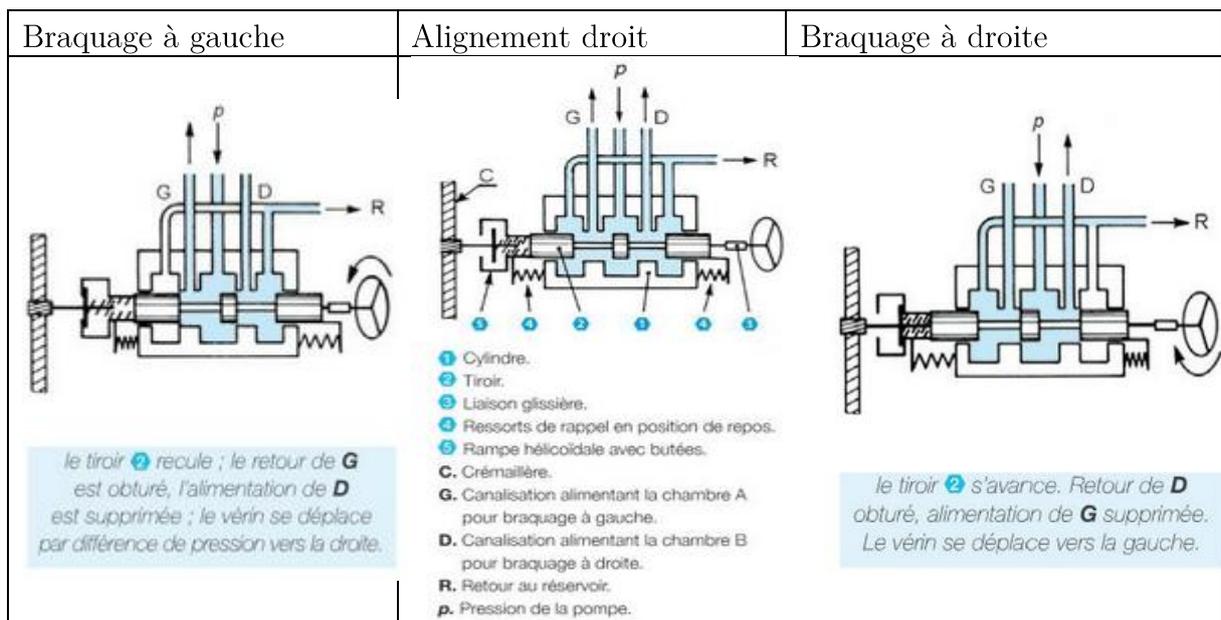


Tableau 1.2 – Principe de fonctionnement du distributeur [1].

* Principe de mise en pression du liquide. Dans le cas des véhicules Citroën, une réserve de pression, commune à tous les asservissements, dirige du liquide sous pression vers la direction assistée.

Dans les autres types de véhicules, on utilise un dispositif similaire qui comporte :

- un réservoir de liquide.
- une pompe à pistons ou à palettes (figure 1.26).
- un clapet régulateur de pression.

Remarque.

Les constructeurs peuvent résoudre les problèmes de déclenchement et de contrôle de l'assistance de manières différentes, mais le principe que nous avons étudié en reste la base.

Des perfectionnements peuvent être apportés comme :

- le rappel asservi : le rappel du volant en ligne droite est assistée ;
- le durcissement de la direction proportionnel à la vitesse du véhicule.

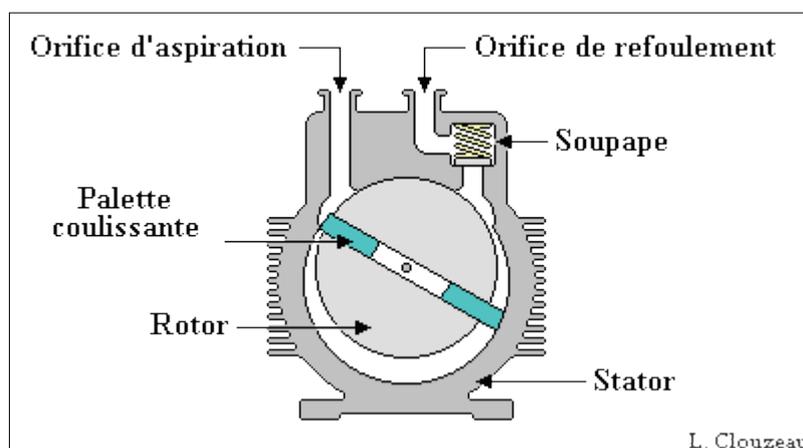


Figure 1.24 – Pompe à palettes .

1.6 ASSISTANCE ÉLECTRIQUE DE LA DIRECTION.

A la différence d'une direction assistée hydraulique l'énergie est consommée seulement en cas de besoin : lors d'une action du conducteur sur le volant. On réalise donc une diminution de la consommation par rapport à une direction hydraulique. Il n'y a pas

d'interaction directe avec le moteur thermique car la direction assistée électrique utilise le courant de l'alternateur (lorsque le moteur thermique tourne).

De plus, le risque de fuite disparaît et la fiabilité est accrue du fait de la simplification des mécanismes utilisés. La base mécanique est sensiblement identique à la direction traditionnelle (système pignon crémaillère).

On explique d'abord le fonctionnement d'une DAE⁶ (figure 1.27).

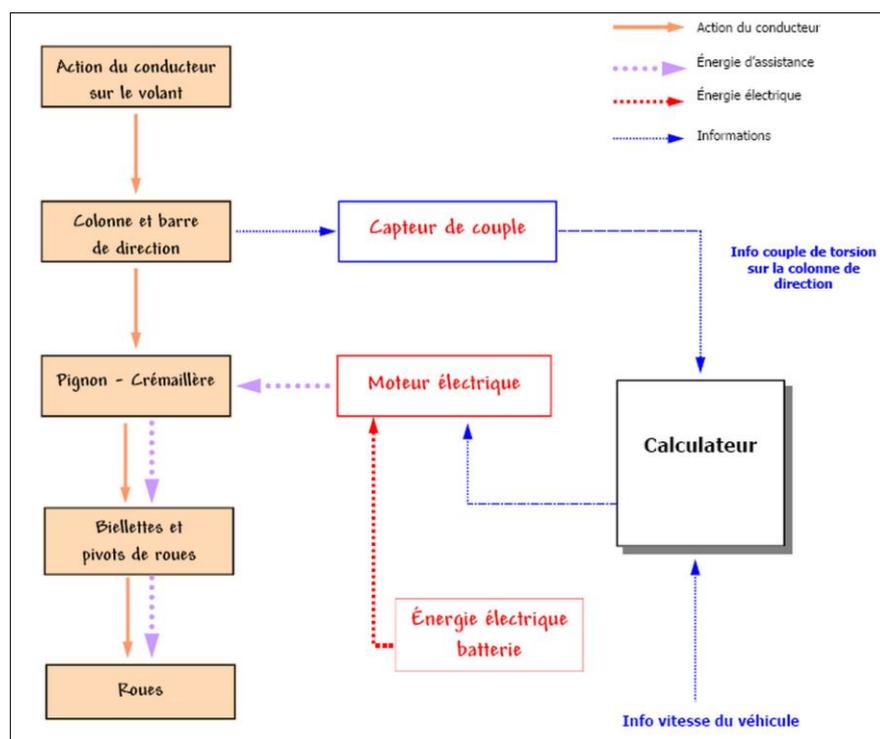


Figure 1.25 – Fonction d'une DAE [4].

1.6.1 Principe de fonctionnement :

La direction assistée électrique assiste les efforts de manœuvre dès la sollicitation du volant. Le couple d'assistance est fourni à l'aide d'un moteur électrique. Ce couple est transmis au pignon de la crémaillère par un réducteur (roue + vis sans fin de rapport 1:15). Il s'additionne au couple volant appliqué par le conducteur.

La force exercée par le conducteur sur le volant est transmise mécaniquement à la crémaillère via le pignon. Ce couple conducteur est mesuré par l'intermédiaire du capteur de couple et envoyé au calculateur de direction assistée. Le calculateur alimente le moteur en fonction : du couple volant ; de la vitesse du véhicule.

⁶ Les initiales de Direction Assistée Electrique

Vitesse du véhicule	Niveau d'assistance	Remarques
Vitesse nulle ou inférieure à 7 km/h (Parking, manœuvre)	Maximum	Le calculateur commande le moteur d'assistance uniquement en fonction du capteur de couple
Vitesse moyenne de 8 à 152 km/h	Variable	Le calculateur commande le moteur d'assistance en fonction du capteur de couple et de la vitesse véhicule. L'assistance est d'autant plus faible que la vitesse véhicule est élevée.
vitesse supérieure à 152 km/h	Faible	Le calculateur commande le moteur d'assistance uniquement en fonction du capteur de couple. On dit que l'assistance est constante sur cette plage de vitesses.

Tableau 1.3 – Traitement des données dans une DAE [4].

1.6.2 Les éléments constitutifs (figure 1.28).

Le système de direction assistée électrique est composé d'une direction manuelle classique avec en plus :

- un capteur de couple ;
- un moteur électrique d'assistance et son réducteur ;
- deux faisceaux (un faisceau signal et un faisceau puissance)(figure 1.29) ;
- un calculateur branché sur le réseau CAN.

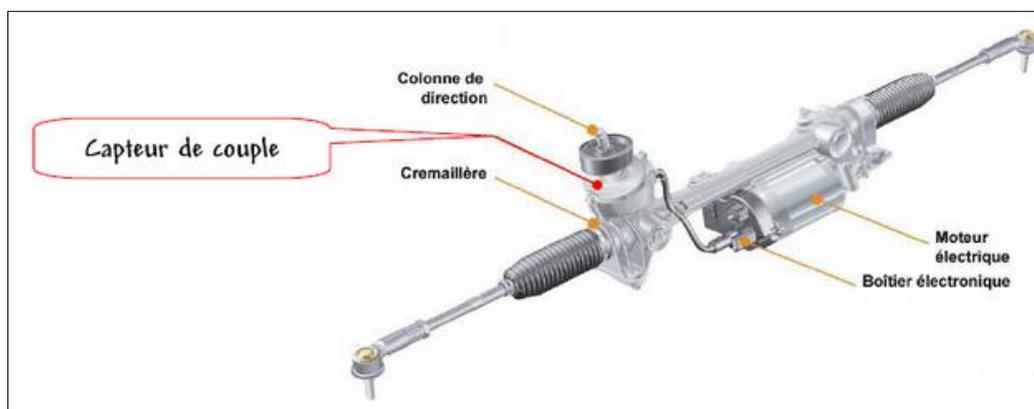


Figure 1.26 – Les éléments constitutifs d'une DAE [4].

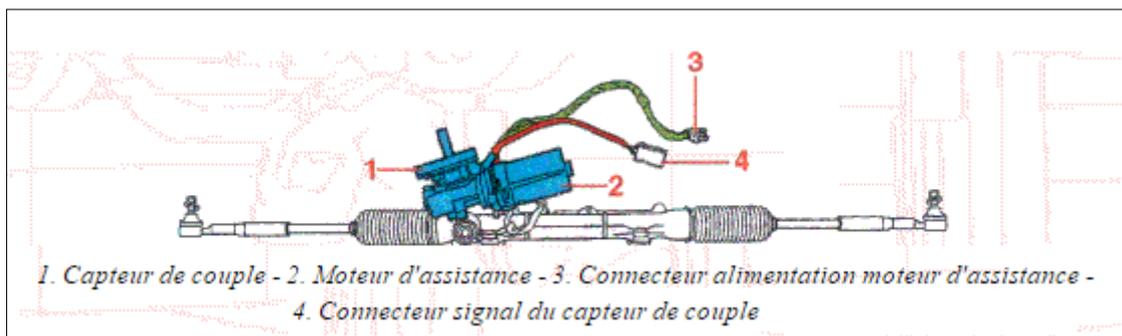


Figure 1.27 – Les éléments caractéristiques d'une DAE [4].

1.6.3 Capteur de couple.

Le capteur de couple permet de mesurer en permanence le couple que le conducteur applique au volant. Le capteur de couple détermine : le sens de rotation du volant et le couple exercé par le conducteur.

Un étage électronique intégré au calculateur empêche l'apparition d'un couple d'assistance dans un sens opposé au sens de rotation du volant et interdit l'apparition d'assistance lorsqu'il n'y a pas de sollicitation du volant. Cette direction n'utilise pas de capteur angle volant.

Le capteur de couple est inséré sur l'axe du pignon entre l'arbre d'entrée (côté colonne et volant) et l'arbre de sortie (côté pignon de crémaillère).

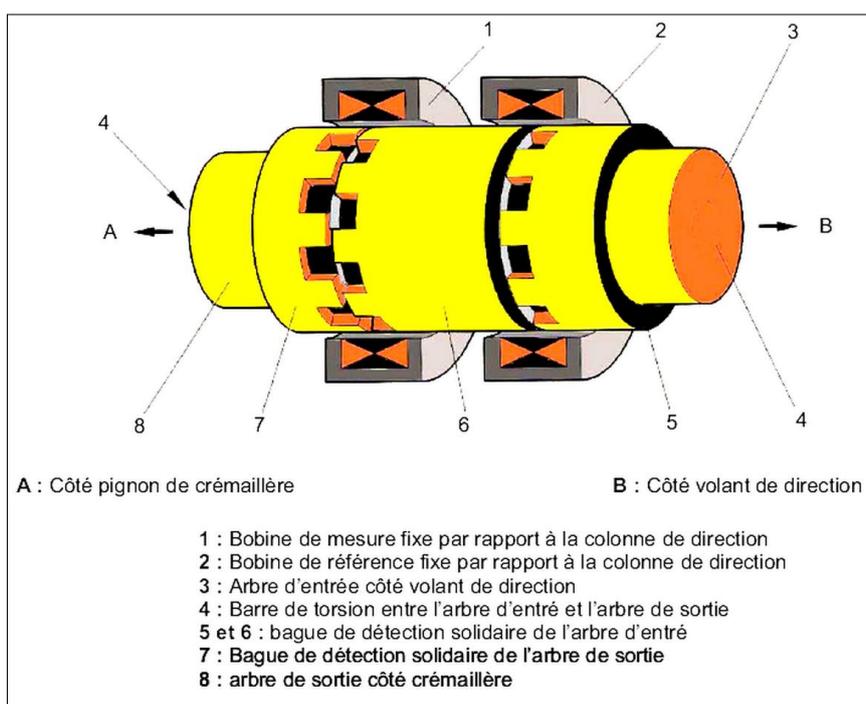


Figure 1.28 – Les éléments constitutifs d'un capteur de couple [4].

Ce capteur est un couple-mètre à mesure d'angle de torsion à courant de Foucault⁷. Chaque bague de détection possède une série de créneaux sur sa périphérie disposée de telle manière, qu'en cas de torsion, les créneaux se décalent l'un par rapport à l'autre.

Ce décalage plus ou moins important des créneaux en vis-à-vis, a pour effet de modifier l'inductance des deux bobines. L'électronique de traitement des signaux est placée à proximité des bobines.

Le capteur de couple est constitué de trois parties :

- La partie mécanique est constituée d'une barre de torsion. Le décalage angulaire entre l'arbre d'entrée et l'arbre de sortie est proportionnel au couple appliqué par le conducteur. La limite de ce décalage angulaire est de $\pm 4,5^\circ$.
- La partie électromagnétique du capteur donne une information sur la position angulaire des bagues de détections (repère N° 7 par rapport au repère N°6) et par conséquent de l'arbre d'entrée par rapport à l'arbre de sortie.
- La partie électronique du capteur qui transforme cette information de position angulaire en information de couple avec le principe suivant, la déformation angulaire de la barre de torsion est proportionnelle au couple volant.

Le capteur de couple possède un second étage de détection. Une bobine de référence, dont les caractéristiques ne sont pas modifiées par le déplacement angulaire des bagues de détections. Elle permet de transmettre une information électrique de référence, quelles que soient les conditions d'environnement (température par exemple).

1.6.4 Capteur de vitesse du véhicule.

Selon la version du véhicule, un capteur de vitesse peut être utilisé pour informer le calculateur sur la vitesse du véhicule. Si le véhicule est équipé d'un système ABS⁸, l'information sera transmise directement par celui-ci sur le réseau multiplexé (pas de capteur vitesse).

* Rôle : Ce capteur est à effet Hall⁹. Le capteur de vitesse véhicule fournit un signal électrique dont la fréquence est proportionnelle à la

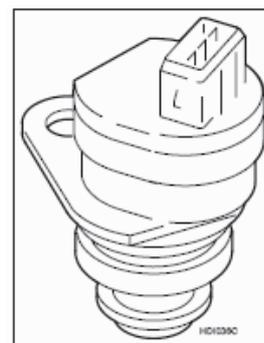


Figure 1.29 – Capteur de vitesse [4].

⁷ Un courant électrique créé dans une masse conductrice, il est une conséquence de l'induction électromagnétique.

⁸ Système d'assistance au freinage utilisé sur les véhicules, limitant le blocage des roues pendant les périodes de freinage intense.

⁹ Un courant électrique traversant un matériau baignant dans un champ magnétique, engendre une tension perpendiculaire à ce dernier.

vitesse de rotation de l'arbre secondaire de la boîte de vitesses, donc à la vitesse véhicule. Il est implanté sur la boîte de vitesses.

* Fonctionnement du capteur : La roue polaire, en tournant, fait passer successivement devant la plaquette Hall un pôle nord, un pôle sud, un pôle nord, etc....Le courant délivré par la plaquette change donc de sens alternativement. Le circuit intégré ayant notamment pour rôle d'amplifier le signal carré dont le seuil haut correspond à un sens du courant de la plaquette et le seuil bas au sens inverse du courant de la plaquette, ceci en fonction du pôle passé devant elle.

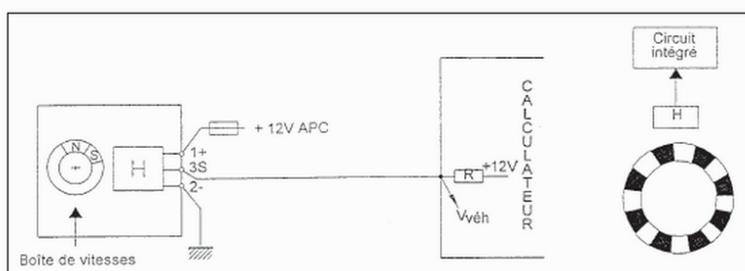


Figure 1.30 – Fonctionnement d'un capteur de vitesse véhicule [4].

Type du moteur	DC à balais
Intensité du courant	60-65 A
Conditions de fonctionnement	Tension batterie > 9 V Régime moteur > 285 tr/min

Tableau 1.4 – Fiche technique d'un moteur de DAE [4].

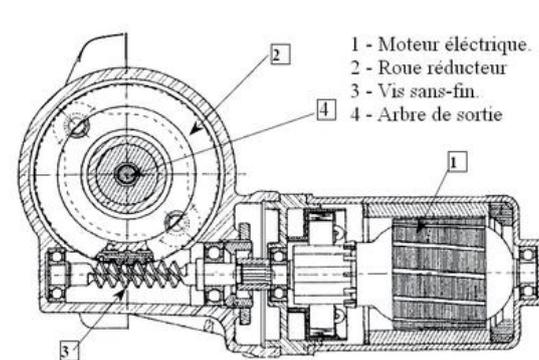


Figure 1.31 – Ensemble Moto réducteur [4].

1.6.5 La direction à assistance Électro-hydraulique (DAEH)

Le système est largement identique à celui de l'assistance hydraulique, sauf que la pompe qui arme le liquide avec l'énergie hydraulique n'est pas alimentée par le moteur véhicule mais plutôt par un moteur électrique géré par un calculateur. Cette hybridation permet d'éliminer les pertes de l'énergie transférée par le moteur.

CHAPITRE 2 :

CONCEPTION ET

DIMENSIONNEMENT

2.1 INTRODUCTION.

Avant d'entamer la conception mécanique du système de direction, on va devoir lister les démarches à faire [7] :

- 1- L'analyse du besoin client (CDCF¹⁰).
- 2- L'étude de faisabilité.
- 3- Concrétisation de la solution choisie.

Le parcours à adopter contient, dans l'ordre : l'étude cinématique et dynamique, choix des matériaux, dimensionnement et finalement la étude de procédés de fabrication.

L'ensemble de l'étude aura comme objet « Le système de direction dans le véhicule RENAULT SYMBOL actuellement fabriqué à Oran »

2.2 ÉTUDE CINÉMATIQUE.

Il est primordial d'élaborer un plan cinématique qui respecte les conditions de la théorie d'Ackerman-Jeanteau (Voir figure 1.7), et ensuite on modélise une solution technologique, plus ou moins efficace, pour atteindre notre but final : Direction du véhicule assurée dans les normes.

¹⁰ Cahier De Charges Fonctionnel.

2.2.1 Condition d'Ackerman-Jeanteau.

On rappelle la théorie d'Ackerman-Jeanteau citée dans le chapitre 1 (voir 1.2) : Les 2 roues motrices AV ne sont pas parallèles et tournent autour du même centre situé quelque part dans les alentours.

A partir de l'épure (figure 2.1) on va tirer l'équation « condition d'Ackerman-Jeanteau ».

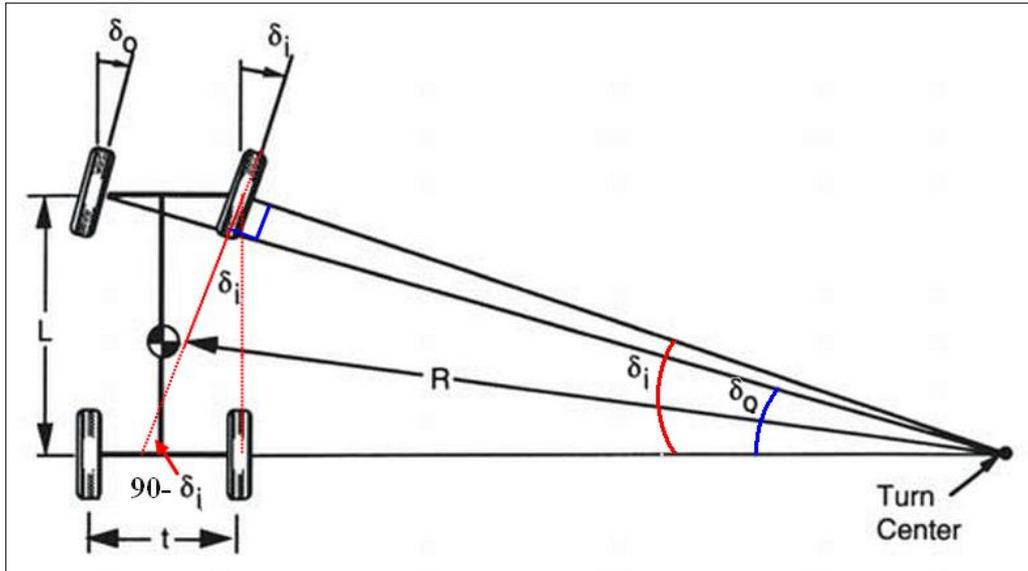


Figure 2.1 – Épure de Jeanteau.

δ_i : Angle de braquage de la roue intérieure.

δ_o : Angle de braquage de la roue extérieure.

$$\tan \delta_i = \frac{L}{R + e - t/2} \quad (2.1)$$

$$\tan \delta_e = \frac{L}{R + e + t/2} \quad (2.2)$$

Ce qui donne la condition d'Ackerman-Jeanteau :

$$\cot \delta_e - \cot \delta_i = \frac{t}{L} \quad \text{avec } \delta_e \leq \delta_i \quad (2.3)$$

On a défini dans l'équation (2.3) une condition cinématique à partir de laquelle on va concevoir un mécanisme qui la respecte. On rappelle que la solution la plus commune et qui vérifie la condition d'Ackerman-Jeanteau est belle et bien la « direction à crémaillère ». Il existe d'autres mécanismes qui vérifient la condition (2.3) mais elles ne sont pas utilisées pour certaines raisons (figure 2.3), et il en existe même temps d'autres qui ne vérifient pas la fameuse condition (pour tous angles de braquage) mais elles sont toujours fonctionnelles à l'heure actuelle pour d'autres raisons (figure 2.2).

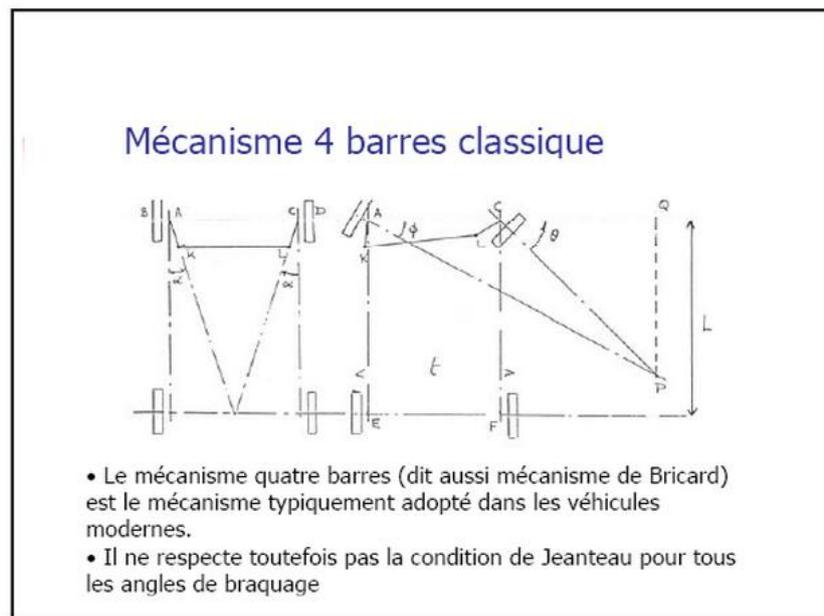


Figure 2.2 – Mécanisme de Bricard [6].

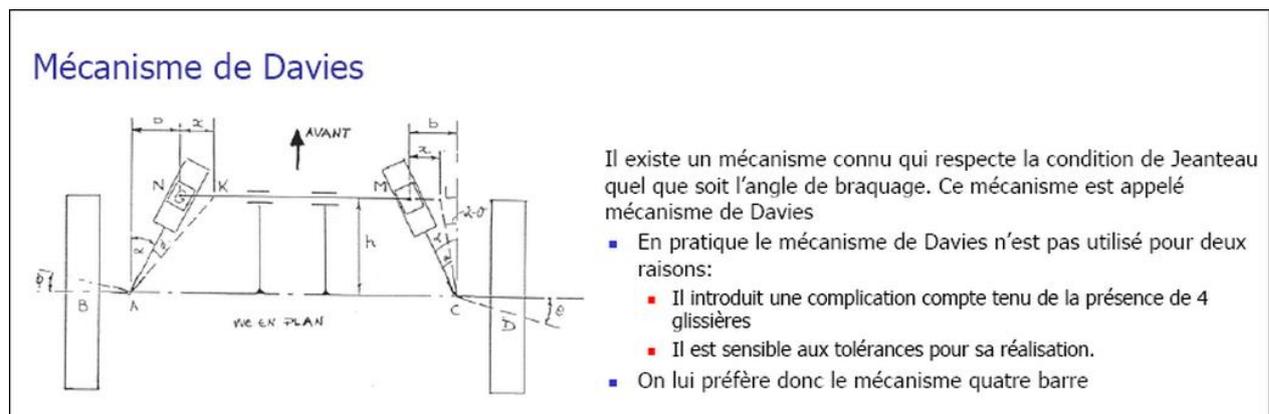


Figure 2.3 – Mécanisme de Davies [6].

Finalement, Le mécanisme à adopter pour notre cas d'étude est la direction à pignon-crémaillère. Sans oublier que c'est le même système qui est actuellement utilisé dans les voitures Renault Symbol.

Lors de ce chapitre on va dimensionner les différents composants du système « pignon-crémaillère » déjà cités dans le chapitre 1. Et de plus, on va analyser nos calculs pour aboutir à des calculs finaux qui rendent notre système techniquement optimal et économiquement compétitif.

Pour concevoir une machine, il est préférable de passer par les différentes étapes apprises dans le cours « Conception des machines » enseigné dans le programme de 5^{ème} année de l'école polytechnique d'Alger.

2.2.2 Schéma cinématique minimal.

L'élaboration d'un schéma cinématique est organisée selon plusieurs étapes [5]:

- Etape 1 : Repérer les groupes cinématiques (figure 2.4) : un groupe mécanique est un ensemble de pièces solidaires entre elles ou, autrement dit, en liaisons complètes. Ex : l'ensemble vis-écrou est un groupe cinématique.

Groupe 1 : {1 ; 2}.

Groupe 2 : {3 ; 4}.

Groupe 3 : {5}.

Groupe 4 : {6}.

Groupe 5 : {7}.

Groupe 6 : {8 ; 9}.

Groupe 7 : {10}.

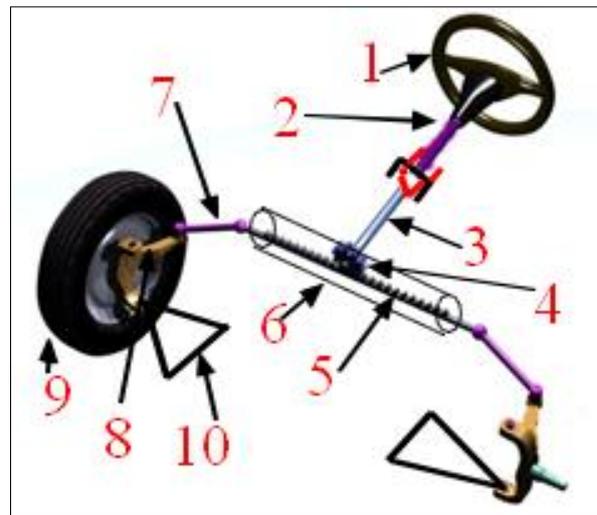


Figure 2.4 – Groupes cinématiques du système.

Remarque :

Notre système est symétrique, (2 roues, 2 porte-fusée, 2 fusées, 2 biellette de direction) donc il suffit de schématiser un seul côté au lieu de tout le système.

- Étape 2 : Établir le graphe des liaisons (figure 2.5) : Relier par un trait les groupes ayant des contacts quels qu'ils soient.

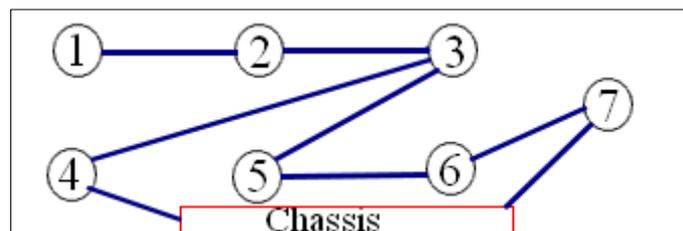


Figure 2.5 – Graphe de liaisons cinématiques du système.

- Étape 3 : Identifier les liaisons entre les groupes (figure 2.6) : Déterminer la nature du ou des contacts entre classe d'équivalence. Et/ou observer les degrés de liberté entre les groupes concernés. En déduire la liaison normalisée correspondante selon les normes françaises : NF E04-015, AFNOR (NF EN 23952).

Remarque :

La liaison « cardan » n'est pas une liaison unique mais une composition de plusieurs liaisons, notamment une composition de 4 liaisons « pivot »

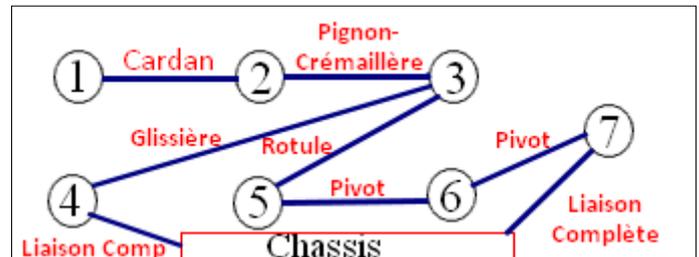


Figure 2.6 – Identification des liaisons cinématiques du système.

- Étape 4 : Construire le schéma cinématique minimal (figure 2.7) : lors de la dernière phase on remplace les liaisons citées dans la figure 2.6 par leurs formes normalisées et on termine l'habillage explicite du schéma cinématique tout en respectant les positions des pièces les unes par rapport aux autres.

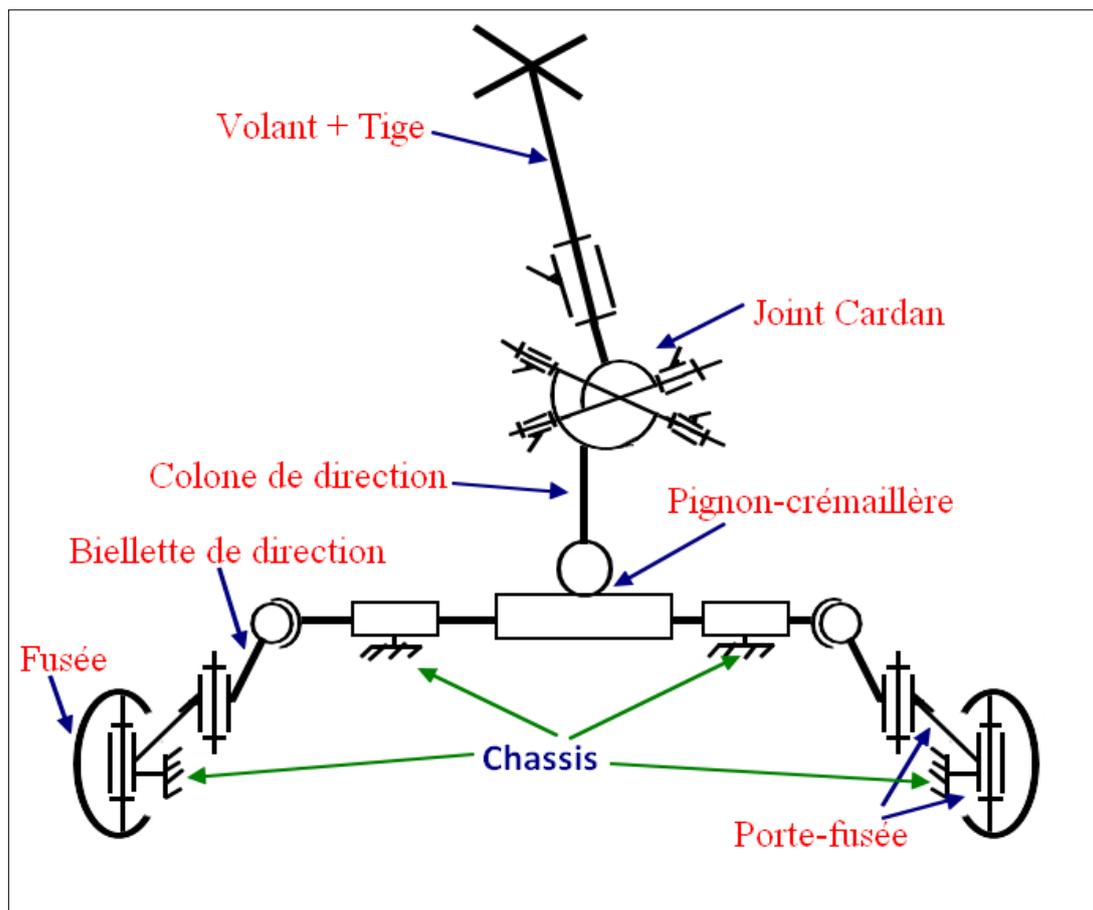


Figure 2.7 – Schéma cinématique minimal du système de direction.

2.3 ÉTUDE DYNAMIQUE.

Au terme de ce sous-chapitre, nous aurons défini le bilan des forces appliquées et des moments engendrés et en aurons tiré l'équation qui permet de calculer le moment critique de la direction.

2.3.1 Modélisation des forces appliquées :

La raison majeure qui nous oblige à mener des calculs poussés des dimensions des différents organes c'est bien la notion « Résistance des matériaux ». C'est-à-dire, on doit identifier les limites des machines mécaniques que tout type de sollicitation mécanique ne doit pas dépasser.

Et en tenant compte de la contrainte économique (Le dieu n'aime pas le gaspillage), le surdimensionnement n'est en aucun cas accepté et toléré. Comme première étape, on doit d'abord modéliser les forces appliquées sur la machine étudiée. Les forces appliquées engendrent des sollicitations de type : Traction, cisaillement, Torsion et flexion.

Le dimensionnement dépend des conditions du travail et des données des sollicitations. Une machine conforme aux normes de qualité (dont ISO 9001) doit résister à toutes les forces dans le cas usuel. Et pendant l'étude de dimensionnement et à l'étude statique/dynamique, on affecte aux forces appliquées les valeurs maximales.

Dans notre cas d'étude, la présente thèse, les forces appliquées sur le système de direction sont diverses et proviennent du contact des roues AV avec le sol. L'ensemble de ces forces engendrent ce qu'on appelle « le couple résistant ». Le couple résistant dépend de plusieurs paramètres dont : -la force gravitationnelle -l'état des pneus -le parallélisme des roues AV -effet de dérive -la portance ...

La dérive (figure 2.8) résulte des déformations élastiques des pneumatiques sous l'effet d'une force perturbatrice latérale R (vent, bombé de la route, force centrifuge). De ce fait la trajectoire du pneu sur le sol fait un angle, dit « angle de dérive », avec le plan axial de la trajectoire.

La Portance, comme son nom l'indique, est une force élévatrice. Elle résulte, elle par contre, du fait que l'air à densité relativement importante se glisse sous la roue et sous

le châssis du véhicule roulant à grande vitesse ; ce qui crée une force au sens opposé à son poids. C'est le même concept pour lever et porter l'avion dans les airs.

Une troisième force pourrait influencer fortement sur la tenue de la route ; il s'agit de la traînée. Ce n'est pas son comportement résistant au mouvement qui nous intéresse mais sa composante verticale qui est dirigées vers le sol. La traînée, se superposant avec le poids, augmente la force du contact Roue/sol elle diffère d'un véhicule à un autre à cause de leur forme aérodynamique ; elle est très intensive sur les véhicules du sport et très négligeable sur les camions et les autobus (de forme parallélépipédiques) (figure 2.9). Sur les voitures Renault Symbol, les trois forces citées précédemment existent et ont des effets importants sur le couple résistant des roues AV.

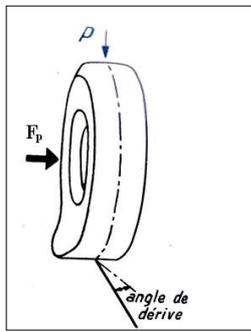


Figure 2.8 – Dérive d'un pneumatique [6]

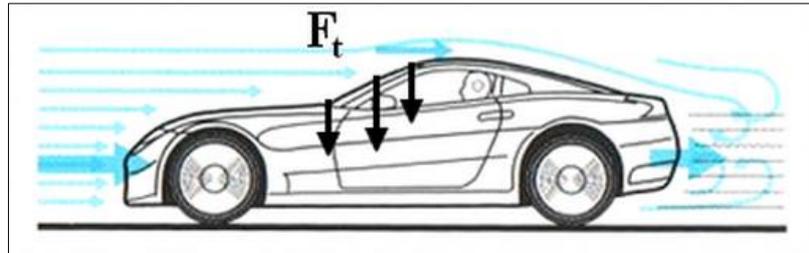


Figure 2.9 – Contact roue/sol fort grâce à la force de traînée [6].

Mais, les forces dans le cas extrême, c'est-à-dire où le couple résistant est très important, atteignent leurs MAXIMA dans le cas de braquage sur place. La voiture étant immobile ne représente guère une cible des forces de dérive, portance et traînée. Autrement dit, on élimine lors de notre étude les calculs de ses forces (et éventuellement d'autres forces) difficilement déterminables.

La figure 2.10 représente le bilan des forces appliquées et des moments engendrés dont certaines vont être éliminés pour cause d'inactivité de la voiture (figure 2.11).

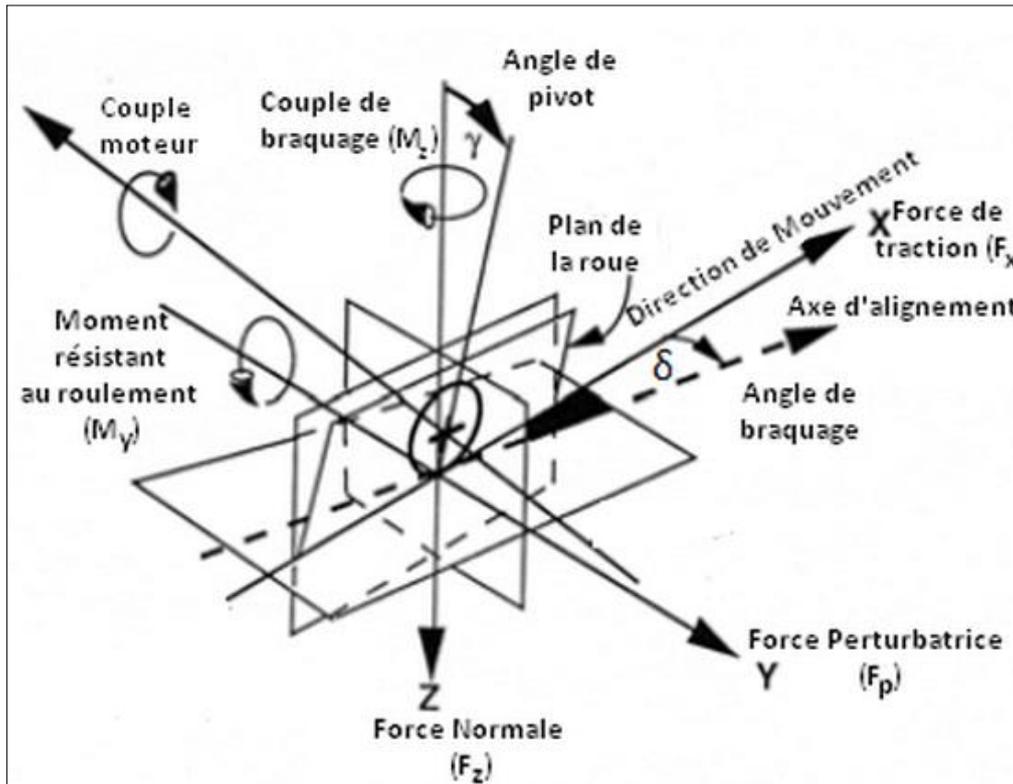


Figure 2.10 – Bilan des forces appliquées sur la roue [6].

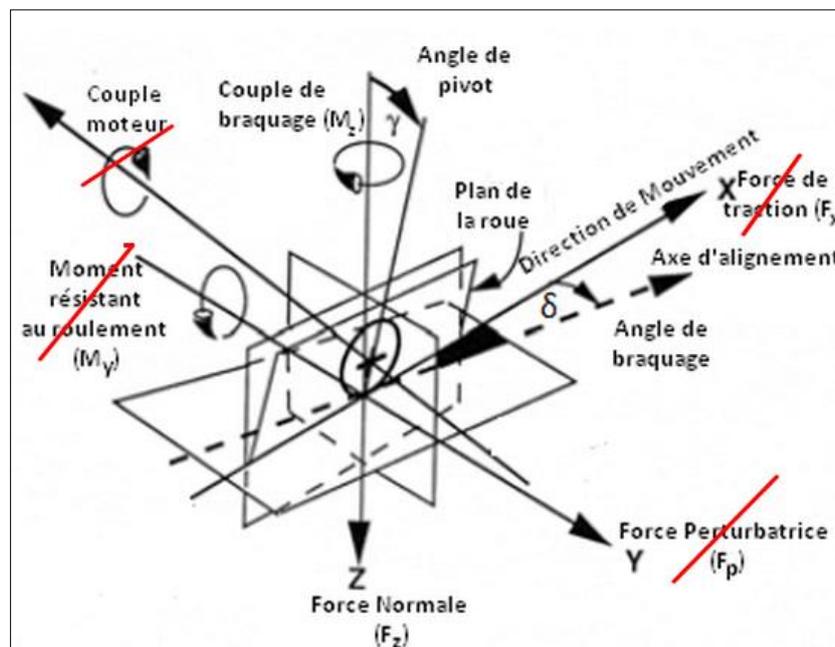


Figure 2.11 – Bilan des forces appliquées sur la roue (Braquage sur place).

Le dimensionnement est basé sur le calcul du couple résistant des roues dans la phase « braquage sur place ». Lors de cette phase, il y'a seulement la force de pesanteur qui fait la source du couple résistant.

Pour un véhicule léger, la force de pesanteur est appliquée sur les roues AV via le système de suspension, en occurrence, les amortisseurs. Or que, le moment de direction de la roue dépend directement de la position des amortisseurs. On peut, finalement, en tirer trois autres forces appliquées sur l'ensemble fusée / porte-fusée qui ont comme paramètres : angle d'inclinaison de pivot, angle de chasse et déport au sol.

Angle d'inclinaison de pivot.

C'est l'angle formé par la verticale et l'axe du pivot, le véhicule étant regardé de face (figure 2.12). Son action est primordiale sur la direction, en assurant le retour en ligne droite des roues, essentiellement en faible braquage. En fort braquage, c'est l'angle de chasse qui vient s'ajouter et compenser la diminution de la valeur de l'inclinaison de pivot.

Il est de l'ordre de 10° à 15° [2].

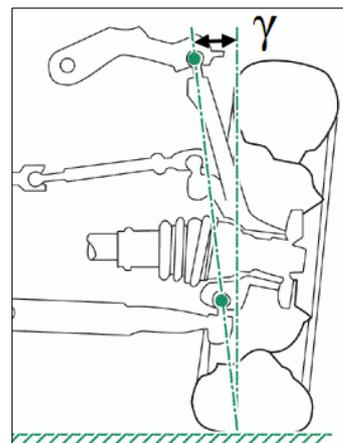


Figure 2.12 – Angle d'inclinaison [2].

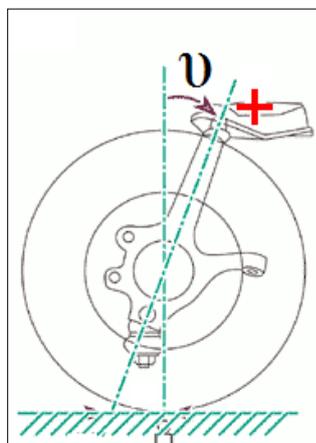


Figure 2.13 – Angle de chasse [2].

Angle de chasse.

C'est l'angle formé par la verticale et l'axe du pivot, le véhicule étant regardé de côté. La chasse est dite positive (+) lorsque le sommet de la fusée est inclinée vers l'arrière du véhicule. La chasse est dite négative (-) lorsque le sommet de la fusée est inclinée vers l'avant du véhicule.

- lorsqu'une force est appliquée au pivot de fusée, celui-ci remorque les roues derrière lui, ce qui permet de donner à la voiture une stabilité directionnelle (principe de compensation de la diminution de la valeur de l'inclinaison de pivot à fort braquage). Il est de l'ordre de 0° à 5° [2].

Déport au sol.

C'est la distance "d" sur le sol entre la droite passant au centre de la surface de contact du pneumatique au sol et la projection de l'axe de pivot de fusée [2].

La valeur du déport au sol dépend directement de la valeur de l'angle inclus et de la forme de la jante.

Avec ces quatre éléments cités récemment, nous allons développer les équations des moments résistant de braquage des 2 roues, gauche et droite.

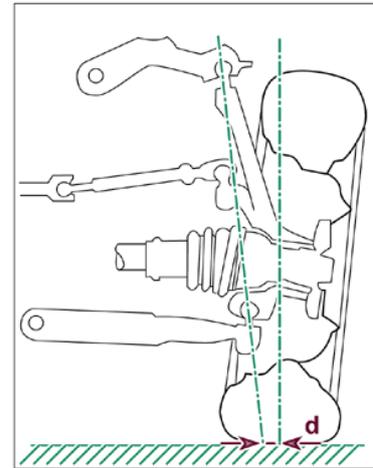


Figure 2.14 – Déport au sol [2].

Commençons par la roue de droite (figure 2.15). La force appliquée provient de l'axe du pivot F_{ZD} . On détermine la composante de cette force et qui doit être perpendiculaire à la roue tout en étant à l'état initial (sans braquage). En phase de braquage, la dite force F_{ZD} diverge de la composante du déport et qui est considérée comme le bras de levier de la force F_{ZD} . Par conséquent le moment simplifié de direction de la roue avant droite est évaluée à :

$$M'_{ZDroite} = F_{ZD} d \sin \gamma \sin \delta \quad (2.4)$$

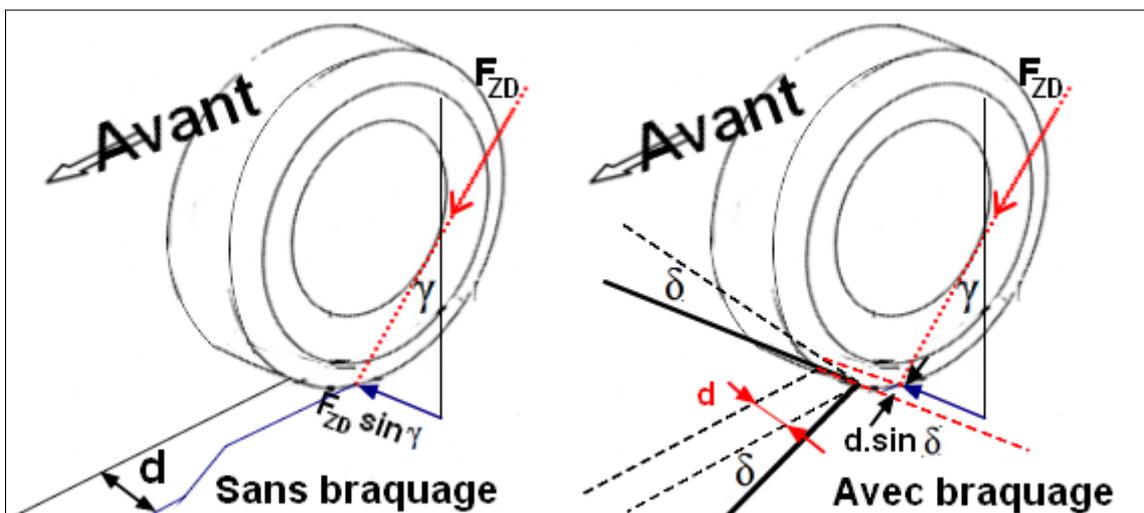


Figure 2.15 – Moment simplifié de direction de la roue AVD.

Dans l'équation (2.4), on n'a pas tenu compte l'angle de chasse pour ne pas encombrer le schéma et les calculs. Et donc nous allons calculer le moment engendré uniquement par la composante longitudinale de la force F_{ZD} (figure 2.16) et l'inclure dans l'équation (2.4).

$$M''_{ZDroite} = F_{ZD} d \sin \gamma \cos \delta \tag{2.5}$$

$$M_{ZDroite} = M'_{ZDroite} + M''_{ZDroite} = F_{ZD} d \sin \gamma \sin \delta + F_{ZD} d \sin \nu \cos \delta \tag{2.6}$$

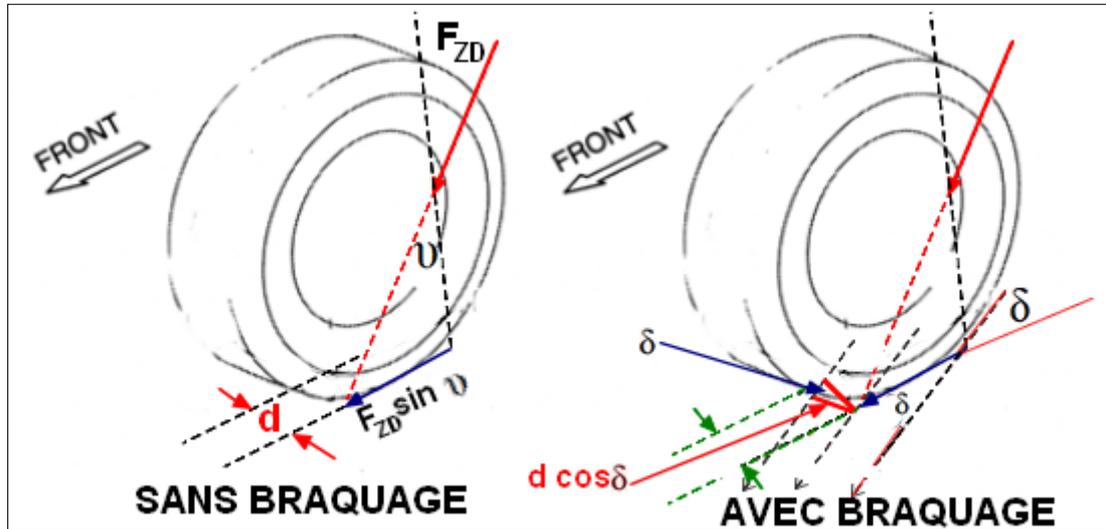


Figure 2.16 – Moment fictif de la direction de la roue AVD.

Par un raisonnement analogue pour la roue directrice gauche, sa direction est régie par la suivante équation :

$$M_{ZGauche} = M'_{ZGauche} - M''_{ZGauche} = F_{ZG} d \sin \gamma \sin \delta - F_{ZG} d \sin \nu \cos \delta \tag{2.7}$$

On voit bien qu'elle est légèrement différente de l'équation (2.8). Les moments engendrés par les angles de chasse ont des signes opposés. C'est tout à fait normal si on explicite le bilan total des forces appliquées sur les roues directrices (figure 2.17).

Remarque : l'angle δ réfère à la fois aux angles de braquages des 2 roues. En réalité ils sont différents (l'épure d'Ackerman figure 2.1), mais pour maximiser les efforts (atteindre le cas le plus défavorable) on prend les valeurs maximales des 2 angles en même temps.

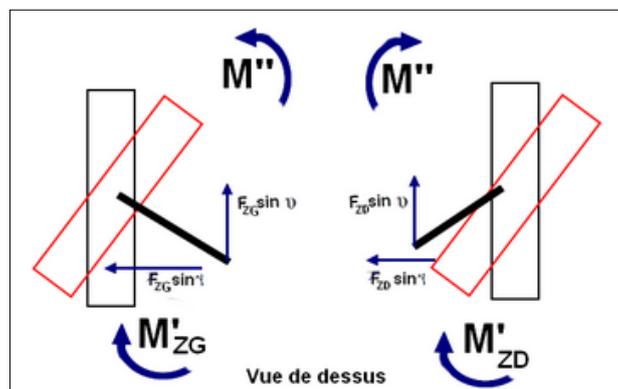


Figure 2.17 – Sens d'orientation des forces/moments.

Le moment total à fournir par le conducteur pour pivoter les roues directrices est la somme des moments $M_{ZDroite}$ et $M_{ZGauche}$ tirés des équations (2.6) et (2.7) respectivement.

$$M_{Total} = (F_{ZG} + F_{ZD})d \sin \gamma \sin \delta + (F_{ZD} - F_{ZG}) d \sin \gamma \cos \delta \quad (2.8)$$

2.3.2 Interprétation.

- Les moments dus à l'inclinaison du pivot (M') sont nuls pour un braquage nul et maximal pour un angle de braquage de 45° (figure 2.18).
- Les moments dus à l'angle de chasse prennent leurs valeurs maximales pour un braquage nul et leur somme est toujours nul si les charges sont équitablement et parfaitement réparties.

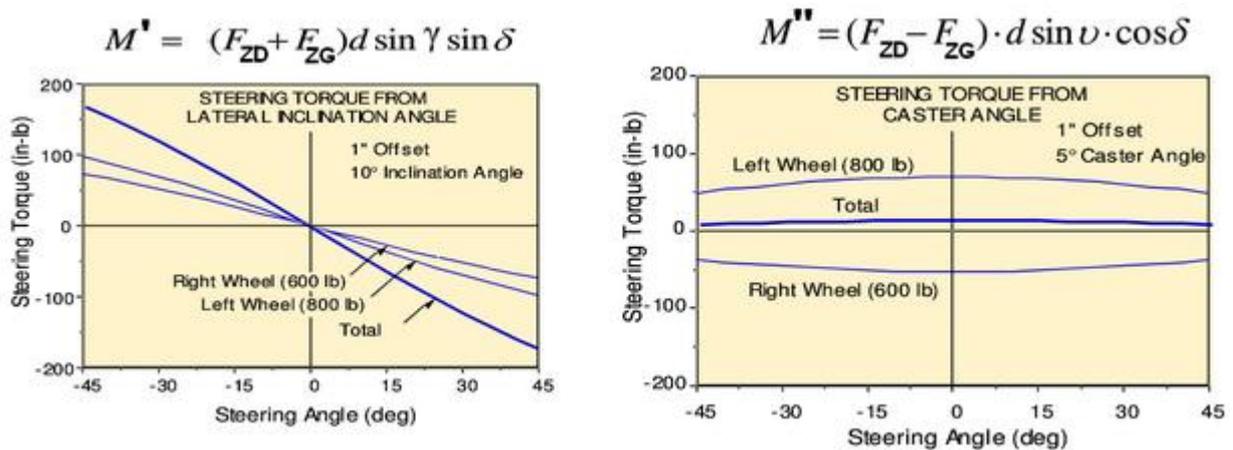


Figure 2.18 – Diagrammes des moments de direction [6].

2.4 CHOIX DES MATÉRIAUX.

Avant de s'attaquer aux calculs de dimensionnement des 4 organes : Colonne de direction, Pignon, crémaillère et biellette de direction, il est bien sage de faire un choix minutieux de matériaux pour chaque organe. Chaque matériau possède ses propres caractéristiques dont le module de « Young » représenté par la lettre E. Et parmi les critères du choix des matériaux, sa disponibilité en Algérie pour des raisons économiques (frais de transports et les taxes relatives à la production/distribution) ainsi que la résistance des matériaux aux sollicitations mécaniques selon leur type (un matériau dur ne résiste pas à l'effort fléchissant).

La sidérurgie Algérienne étant peu développée nous limite la gamme des différents métaux obtenus à partir des minerais. Et pour cela on élabore une stratégie de choix de matériaux qui nous aide à faire le meilleur choix.

La stratégie du choix se résume dans les 2 diagrammes (figure 2.19, figure 2.20) [8]. Dans le 1^{er} diagramme, on définit les conditions à remplir par l'organe. Tandis qu'à travers le 2^{ème}, on procède aux sélections des matériaux parmi leurs similaires nuances.

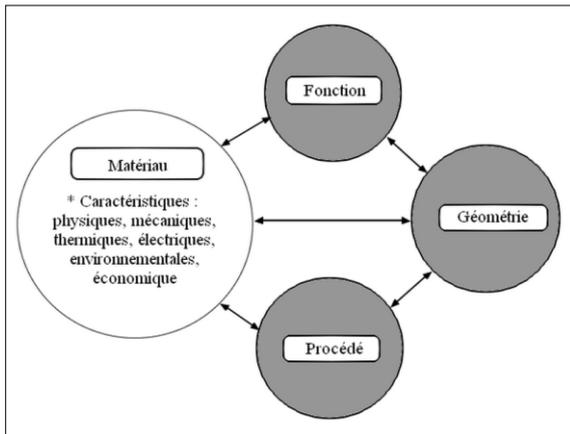


Figure 2.19 – Le choix des matériaux est déterminé par la fonction [8].

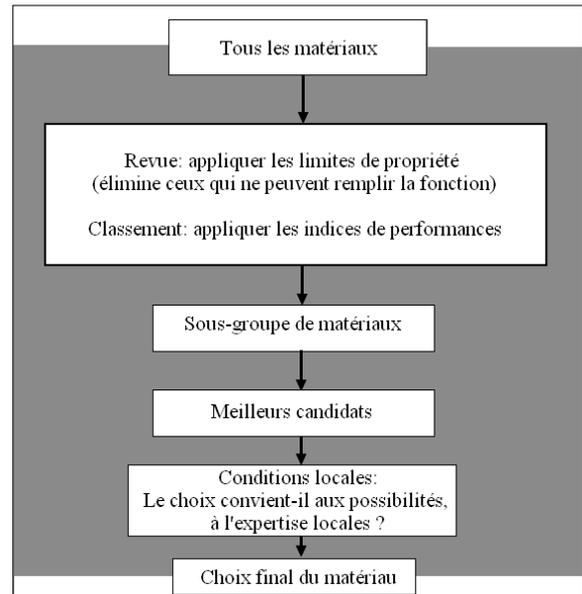


Figure 2.20 – La stratégie de choix des matériaux [8].

On va appliquer cette stratégie à l'ensemble de nos organes (tableau 2.1).

Tableau 2.1 – Classement des pièces selon les critères du choix des matériaux [8].

Organe	Fonction	Objectif	Contraintes	Indice de performance
Colonne de direction	Arbre	Transmission de puissance	*Longueur spécifiée *Résistance à la torsion	$I_p = \frac{G^{1/2}}{\rho}$
Pignon	Engrenage	Transmission de puissance	Cisaillement	-
Crémaillère	Barre glissière	Durable	réversibilité	-

Biellettes de direction	Barre/Colonne ¹¹	A moindre coût	*Résistance au flambage *Rigidité moyenne ¹²	$I_p = \frac{E^{1/2}}{\rho}$
-------------------------	-----------------------------	----------------	--	------------------------------

Afin d'effectuer un choix de matériaux en appliquant la méthode Ashby, nous utilisons le logiciel CES (**Cambridge Engineering Selector**) figure (2.21). La première étape est donc de réaliser un graphique basé sur l'expression d'un indice de performance spécifique. En effet, il suffit d'insérer les variables de l' I_p à mettre respectivement en abscisse et ordonné. En ce qui concerne la droite présente dans ces graphiques, il s'agit d'une droite de pente connue (correspond au(x) coefficient(s) de l' I_p). Nous avons aussi la possibilité d'implanter certaines limites à prendre en compte dans notre sélection dans le but d'écartier les matériaux n'ayant pas les caractéristiques requises limites.

Exemple : pour le cas de la bielle de direction : • Bonne résistance au flambage • Limite de prix fixée à 1200 DA (10 €)/kg.

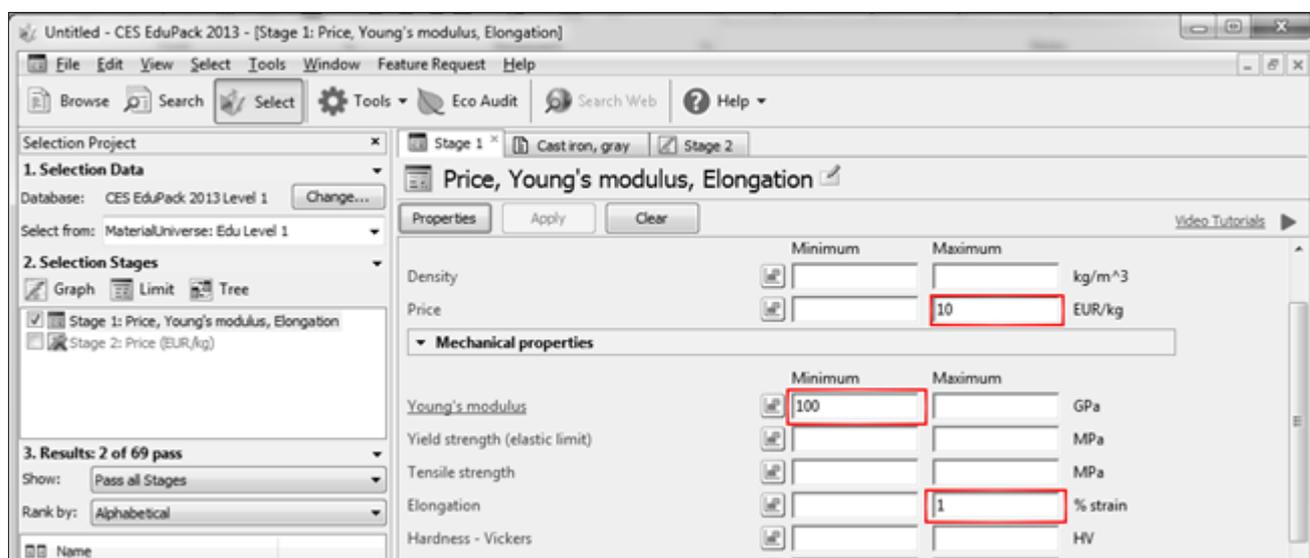


Figure 2.21 – Choix du matériau pour la bielle de direction via le logiciel CES.

En règle générale, on utilise des arbres en acier mais la fonte peut être utilisée pour les arbres. Le logiciel nous définit ce matériau en donnant comme informations : propriétés physiques, composants chimiques et des exemples d'application.

¹¹ A ne pas confondre avec **Colonne de direction**, la colonne est un terme définissant une pièce soumise à effort de compression.

¹² La bielle doit être à la fois souple pour absorber les chocs et rigide pour améliorer l'irréversibilité.

Description

Le Matériau

Les fondations de la société industrielle moderne sont, pour ainsi dire, coulées dans la fonte : c'est le matériau qui a rendu possible la révolution industrielle. Aujourd'hui, il détient une seconde distinction : celle d'être le meilleur marché de tous les métaux d'ingénierie. Les fontes de fer contiennent au minimum 2 % de carbone – la plupart en contiennent 3 à 4 % - et de 1 à 3 % de silicium. Le carbone rend le fer très fluide lorsqu'il est fondu, lui permettant d'être coulé dans des formes compliquées.

Il y a cinq classes de fonte de fer : la grise, la blanche, la ductile (ou nodulaire), la malléable et les alliages ; Les détails sont donnés dans la section Guide de Conception, ci-dessous. Les deux types de fontes qui sont les plus utilisées sont la grise et la ductile.

Cette fiche s'applique à la fonte ductile.

Composition (résumé)
 Fe/3,2-4,1%C/1,8-2,8%Si/<0,8%Mn/<0,1%P/<0,03%S

Propriétés générales

Masse Volumique	7.05e3	-	7.25e3	kg/m ³
Prix	* 0.557	-	0.613	EUR/kg
Date de première utilisation ("-" signifie "Avant Jésus Christ")	1948			

Figure 2.22 – Choix de la sous-classe d'un matériau.

On en fait de même pour les autres pièces.

Organe	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo
Colonne de direction	3.2 – 4.1 %	1.8 - 2.8 %	< 0.8%	< 0.1%	< 0.03%	-	-	-
Pignon	2.3 – 3.5 %	1.4 - 2 %	< 0.7%	< 0.1%	< 0.02%	-	-	-
Crémaillère	0.37-0.44%	-	0.6-0.9%	0.04%	< 0.05%	-	-	-
Biellette de direction	0.38-0.43%	0.1-0.35%	0.6-0.8%	<0.04%	< 0.04%	1.6-2%	0.7-0.9%	0.2-0.3%

Tableau 2.2 – Choix des sous-classes.

Ce qui reste à faire c'est d'effectuer des recherches sur les matériaux qui répondent positivement aux critères que nous avons jadis imposés, en commençant bien évidemment par les matériaux préparés localement, en Algérie. Le tableau suivant récapitule nos choix finaux.

Le logiciel CES propose une large gamme de matériaux. Et ce qu'il reste à faire c'est de sélectionner le matériau idéal selon les critères Prix/Disponibilité.

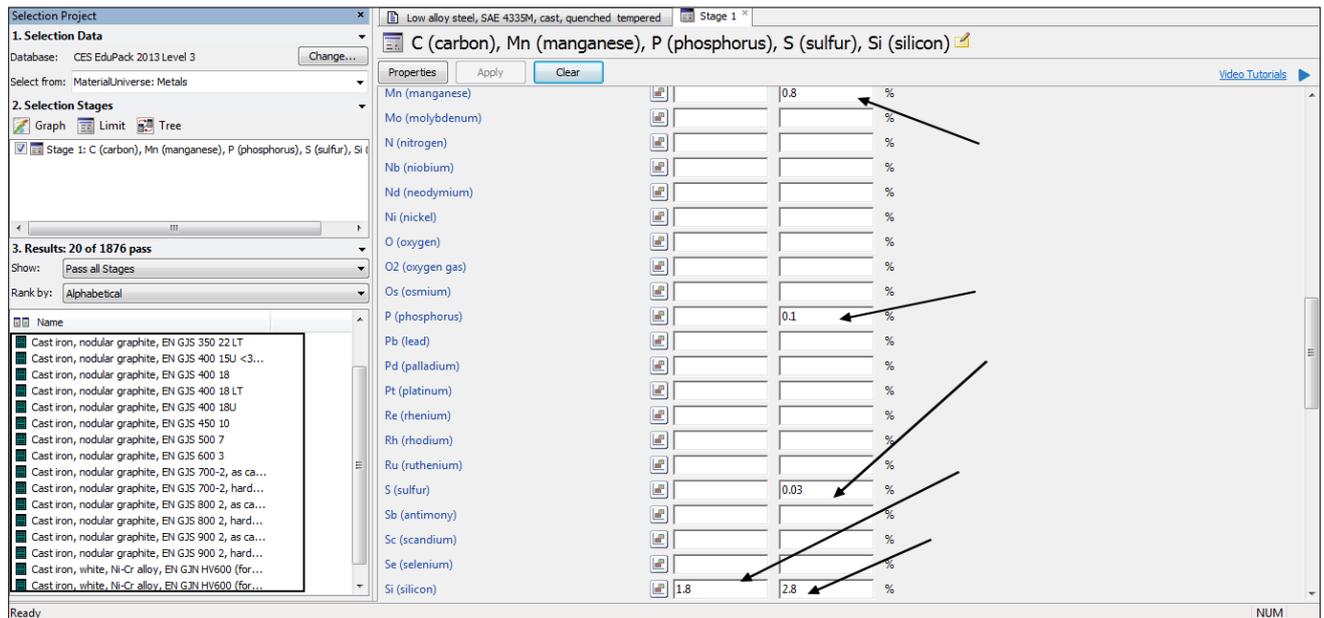


Figure 2.23 – Obtention de la liste des matériaux admissibles.

Les matériaux s’affichent, par défaut, dans la norme Anglaise. Mais CES propose toujours des désignations similaires pour les autres normes dont la norme Française la même utilisée en Algérie, AFNOR¹³.

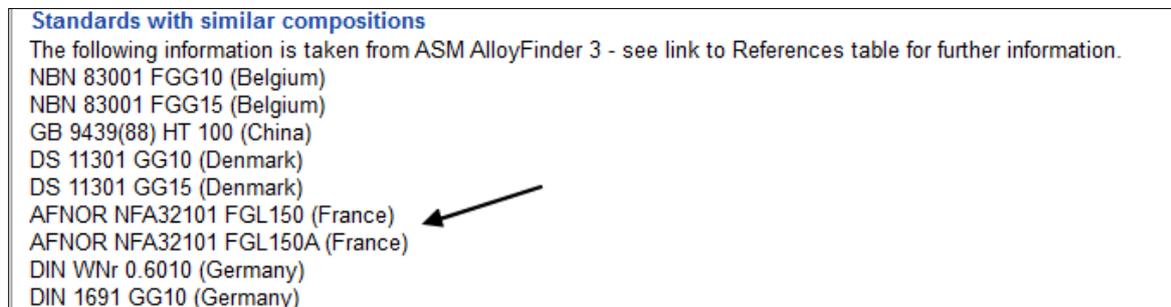


Figure 2.24 – Similitude des normes pour un même matériau.

On jette un coup d’œil dans le catalogue des normes algériennes [11] on retrouve le matériau de fabrication algérienne NF A 32-101.

25	NA 8588	1992	Aciers corroyés - Méthodes macroscopiques de détermination de la teneur en inclusion non métalliques	ISO 3763:1976	IDT	77.040.99
25	NA 8596	1994	Tôles en acier de construction laminées à chaud	ISO 4995:1993	IDT	77.140.50
25	NA 8597		Produits en acier pour appareils à pression - Spécifications de qualité -Pièces forgées	ISO 2604-1:1975	IDT	77.140.30 77.140.85
25	NA 8599		Produits de fonderie - Pièces moulées en fonte à graphite lamellaire	NF A 32-101:1987	IDT	77.140.80
25	NA 8601		Câbles en acier d'usage courant - Lubrifiants -	ISO 4346:1977	IDT	77.100

Figure 2.25 – Disponibilité du matériau choisi dans le catalogue des normes algériennes [11].

¹³ Association française de normalisation.

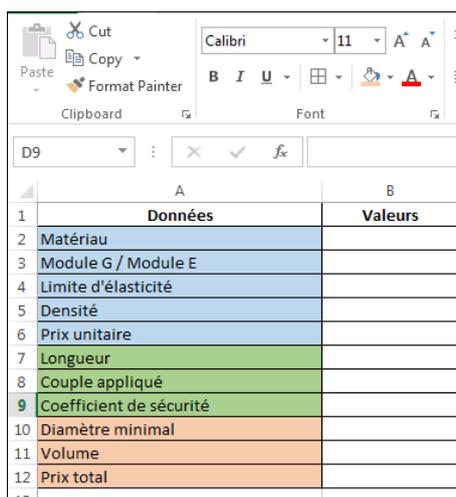
2.5 DIMENSIONNEMENT.

Il s'agit de calculer les paramètres capitaux d'une pièce mécanique pour permettre à celle-ci de fonctionner dans les conditions du travail usuel en tenant compte de la durabilité et de la sécurité. Comme exemple, un arbre tournant est paramétré par son diamètre minimal.

A travers ce PFE, nous n'allons pas dimensionner l'intégralité des pièces mais plutôt les pièces considérées comme les maillons faibles de la série. Une pièce maillon faible est susceptible de se détériorer avant les autres pièces. De point de vue économique, on préfère plutôt changer l'arbre de direction (voire la figure 2.27) que de changer toute la colonne de direction. Et par conséquent le dimensionnement nous amène à identifier les limites des diamètres : Pas trop petit pour se casser rapidement, et pas trop grand pour qu'il se casse avant les autres pièces.

Méthode de calcul :

Comme le montre la figure (2.26), le dimensionnement ne se fait pas du premier coup. Puisque on cherche à concevoir un produit compétitif sur le marché, on doit prendre en considération les 2 facteurs qualité/prix. Dans le fichier Excel, Les données dans les cases bleues sont des variables à introduire, les vertes sont pour les données fixées. Tandis que dans les cases en orange, on trouve des valeurs calculées automatiquement par le classeur Excel.



	A	B
1	Données	Valeurs
2	Matériau	
3	Module G / Module E	
4	Limite d'élasticité	
5	Densité	
6	Prix unitaire	
7	Longueur	
8	Couple appliqué	
9	Coefficient de sécurité	
10	Diamètre minimal	
11	Volume	
12	Prix total	
13		

Figure 2.26 – Méthode de calcul de la colonne intermédiaire.

2.5.1 Dimensionnement de la colonne de direction.

Déjà expliqué dans le chapitre (1), ça sert à transmettre le mouvement de rotation effectué par le conducteur à la crémaillère via le pignon. Il est composé de plusieurs pièces, comme indiqué sur la figure (2.27), et pourrait être réglable soit mécaniquement soit électriquement pour le bon confort.

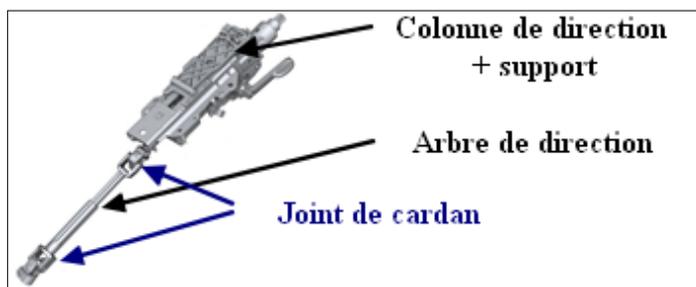


Figure 2.27 – Ensemble colonne de direction [10].

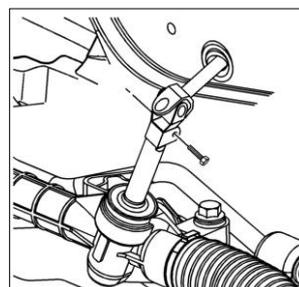


Figure 2.28 – Extension de l'arbre de direction [10].

Etudier le dimensionnement de tout l'ensemble colonne de direction, seul, requière un sacré paquet de temps. On se limitera donc à l'étude de l'arbre de direction. Dans un premier temps on calcule les forces et les moments de la direction.

Charge admissible sur la roue.

La masse totale admissible à supporter sur un véhicule est dite PTAC¹⁴ peut être lu directement sur la fiche technique du véhicule ou sur sa carte grise. Mais la répartition des charges n'est pas équitable sur le véhicule. Et ainsi, pour déterminer les charges maximales supporté par la roue, on lit l'indice de charge sur le pneu de la roue directrice et on tire le poids maximal de la table indice de charge.

83	487 kg
84	500 kg
85	515 kg
86	530 kg
87	545 kg
88	560 kg
89	580 kg
90	600 kg
91	615 kg
92	630 kg
93	650 kg

Figure 2.29 – Indice de charge [17].

¹⁴ Le poids total autorisé en charge.

Sur les roue AV de Renault Symbol on peut lire clairement 87 V qui correspond à **545** Kg (figure 2.29). Et encore les masses admissibles de la roue gauche (côté conducteur) diffère légèrement de celle de droite. C'est tout à fait logique, parce que le siège conducteur est tout le temps occupé. Dans certains ouvrages on utilise un rapport entre les 2 masses (équation 2.9).

$$R_{AV} = \frac{\text{Masse admissible roue conducteur}}{\text{Masse admissible roue passager}} = 1.03 \quad (2.9)$$

$$\begin{cases} F_{ZD} = 545 \times 9.81 = 5346.45 \text{ N} \\ F_{ZG} = 561 \times 9.81 = 5503.41 \text{ N} \end{cases} \quad (2.10)$$

Avant de remplacer dans l'équation (2.8) on définit d'abord les angles de chasse et d'inclinaison de pivot et le déport. $\delta = 45^\circ$, $\gamma = 11.53^\circ$, $\nu = 5.7^\circ$, $d = 26.74 \text{ mm}$ [10]. Il reste à calculer le moment de direction à partir de l'équation (2.8).

$$M_{Total} = (F_{ZG} + F_{ZD})d \sin \gamma \sin \delta + (F_{ZD} - F_{ZG})d \sin \nu \cos \delta = \mathbf{37.95 \text{ N.m}}$$

Coefficient de concentration de contraintes en torsion

Les déformations aux niveaux de l'arbre influent massivement sur la limite de sa résistance, et donc un arbre risque de se détériorer même si la sollicitation de type torsion de dépasse pas la limite au cisaillement [12]. Ces déformations sont modélisées par un coefficient de concentration de contraintes K_t (équation 2.11)

$$\tau_{r \max} = K_t \cdot \tau_{nom} \quad (2.11)$$

Sachant qu'on utilise la résistance minimale pour dimensionner l'arbre selon l'équation (2.12) :

$$\tau_{nom} = \frac{M_t}{I_o} r_{min} \quad (2.12)$$

Avec r_{min} : rayon de la section minimal

Le coefficient de concentration des contraintes en torsion est déterminé à partir de l'équation suivante :

$$K_t = 1 + \alpha_t \left(\frac{c}{r_c} \right)^{0.5} \quad (2.13)$$

Avec $\alpha_t = 2$ pour torsion pure, c : dimension caractéristique, r_c : rayon de courbure (figure 2.30).

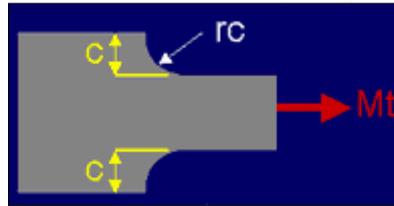


Figure 2.30 – Concentration des contraintes [12].

Il nous est impossible de déterminer le coefficient de concentration en absence des 2 paramètres : c et r_c. Dans un premier temps on prend un coefficient élevé K_t=5 et on vérifiera après avoir déterminé le diamètre minimal que le coefficient réel ne dépasse pas 5.

On revient aux propriétés physiques du matériau choisi à priori pour l'arbre de direction, et qui a comme désignation **AFNOR NF A 32-201 FGS 700-22**¹⁵. On regroupe ses caractéristiques dans le tableau suivant.

Masse volumique (Kg/m ³)	Limite d'élasticité (MPa)	Module de cisaillement (GPa)	Prix (EUR/Kg)
ρ=7150	σ _e = 420	G= 69	0.533

Tableau 2.3 – Propriétés de FG S 700 – 22.

D'après les lois empiriques de Von Mises, (pour les matières dures σ_t>MPa) [12]:

$$\tau_e = 0.8 \sigma_e = 336 \text{ MPa} \tag{2.14}$$

La contrainte tangentielle maximale valant :

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{I_0} \cdot \frac{D}{2} = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot D^3}{32}} = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot D^3} \tag{2.15}$$

Et doit vérifier en parallèle la condition de rigidité ; en tenant en compte le coefficient de sécurité et le coefficient de concentration des contraintes.

$$\tau_{max} \leq \frac{\tau_e}{s \cdot K_t} \tag{2.16}$$

Soit finalement :

$$D \geq \left(\frac{16 M_t \cdot s \cdot K_t}{\pi \cdot \tau_e} \right)^{\frac{1}{3}} \tag{2.17}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_t = 37.95 \text{ N.m} \\ \tau_e = 210 \text{ MPa} \\ s = 4 \\ K_t = 5 \end{array} \right. \rightarrow D \geq 22.57 \text{ mm soit } \mathbf{D = 23mm} \tag{2.18}$$

¹⁵ FGS : Fonte Graphite sphéroïdal. Il est produit actuellement à SNVI, Filiale Fonderies.

N.B: Ceci n'est pas un dimensionnement final, puisque on a choisi arbitrairement et grossièrement les coefficients de sécurité et de concentration des contraintes.

Vérification.

A l'aide d'un logiciel d'éléments finis (module simulation de Solidworks) on réalise le modèle numérique de l'arbre, on y applique le moment M_t . Et on vérifie l'équation (2.16) :

$$\tau_{max} \leq 16.8 \text{ MPa} \quad (2.19)$$

Le modèle à concevoir sur Solidworks doit impérativement ressembler au modèle réel utilisé pour assembler la colonne de direction au pignon. La figure (2.31) nous en donne une idée générale.



Figure 2.31 – Arbre de direction [3].

Remarque : C'est un joint non homocinétique (les 2 arbres n'ayant pas les mêmes vitesses de révolution). Bien que le nombre de tours parcourus par les deux arbres soit le même, la vitesse de rotation de l'arbre d'entrée (N_1) n'est égale à chaque instant à celle de l'arbre de sortie (N_2). Il existe des fluctuations, fonctions de l'angle α des deux arbres. On ajoute un 2^{ème} joint Cardan, soit un 3^{ème} arbre pour compenser la fluctuation (voir la figure ci-contre).

Il reste encore des paramètres à déterminer pour la jonction cardan, comme par exemple, la largeur de la fourche et le diamètre des trous sur ses 2 faces. Pour déterminer ses paramètres là, on se réfère aux normes de dimensionnement des joints cardan NF E22-604 [13] (figure 2.32).

Sur le marché on retrouve le joint cardant vendu séparément de l'arbre. Et comme le montre la figure (2.33), il faut tailler des dents à l'extrémité de l'arbre pour pouvoir l'assembler avec le joint cardant. De point de vue technique, ce n'est pas une bonne solution technologique mais ça rapporte beaucoup de gains de point de vue économique.

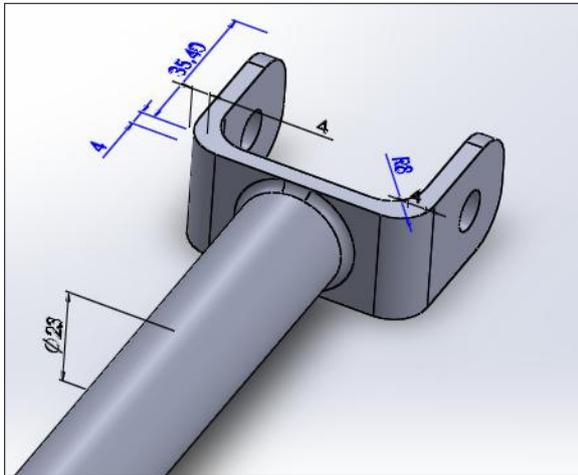


Figure 2.32 – côtes normalisées du Joint cardan pour un diamètre Ø23 et moment 38 N.m.



Figure 2.33 – joint de cardant détachable [13].

A l'aide du module Simulation de Solidworks, on lance une analyse statique par la méthode des éléments finis pour vérifier si nos choix des coefficients sont correct, et jusqu'à où on pourra les réduire pour optimiser notre diamètre de l'arbre. L'outil sonde des résultats nous permet de déterminer les contraintes au niveau d'un nœud quelconque. On se limitera à 2 informations : le nœud qui correspond la contrainte maximale sur l'arbre uniquement et le nœud qui correspond au lieu où la concentration des contraintes est maximale (figure 2.34).

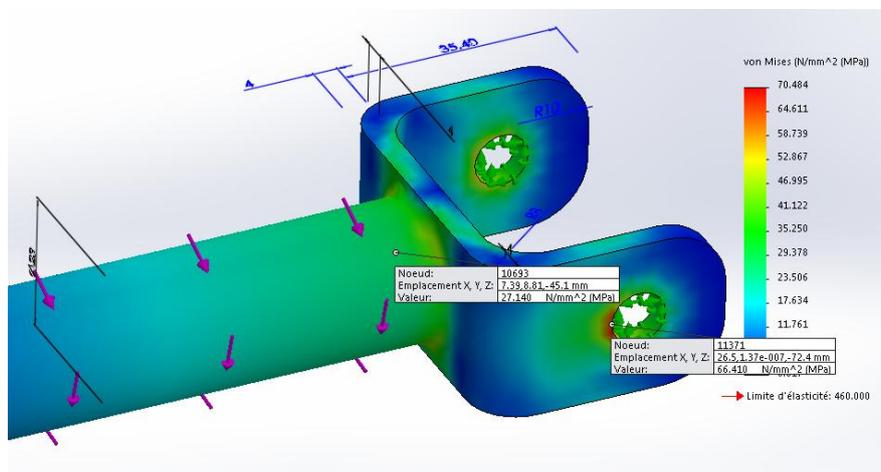


Figure 2.34 – Simulation de l'analyse statique de l'arbre de direction.

Contrainte théorique sur l'arbre de diamètre 23.

Revenons à l'équation (2.19). La contrainte tangentielle ne dépasse pas 16.8 MPa et c'est ce qu'on va vérifier par la suite. Sur la figure ci-dessus en lit la valeur 27.14 MPa. En toute rigueur, le critère de Von Mises impose une contrainte normale équivalente :

$$\sigma_{eq} = \sqrt{3 \cdot \tau^2} \quad (2.20)$$

Ce qui implique que :

$$\tau = 15.67 \text{ MPa} \leq 16.8 \text{ MPa} \quad (2.21)$$

Un résultat très positif puisque on s'éloigne pas trop de la limite. Il faudrait affiner le maillage pour converger vers les données théoriques mais les ordres de grandeur sont corrects.

Coefficient de concentration des contraintes.

Enfin, toujours grâce au logiciel, on visualise une contrainte maximale valant 66.41 MPa, soit une concentration de contraintes d'environ 2.47 (par rapport à 27.14 MPa). Et de même pour le coefficient de sécurité, il vaut 3.7 d'après la simulation.

$2.47 < 5$ et $3.7 < 4$. Il est clair que le coefficient de sécurité doit être maintenu à 4 tandis que le coefficient de concentration des contraintes sera diminué lors de la prochaine étude.

Nouvelle étude et optimisation.

Diamètre	Coefficient de S	K_t	Remarques
18	4	2.5	CS=3.2 <4 et $K_t=4 > 2.5$
20	4	3	CS=2.7 <4 et $K_t=2.7 < 3$

Tableau 2.4 – Itérations de l'optimisation du diamètre.

Enfin, Le diamètre optimal est de 20 mm. Cette étude est bien réussie, puisque le diamètre de l'arbre de colonne monté actuellement sur les voitures SYMBOL sont de 21.6 mm. Une différence de 1.6 mm engendre une diminution de volume d'ordre 31.36 cm³, équivalent à 200 g. C'est pas un grand gain mais la pièce coûtera moins cher. Une opportunité pour gagner l'offre du marché.

2.5.2 Dimensionnement du pignon de direction.

On reprend notre parcours de conception, et on refait les mêmes étapes qu'avec l'arbre de direction : Choix du matériau – dimensionnement initial – analyse et optimisation.

Ce dont on a besoin pour les calculs du pignon et les paramètres ciblés est récapitulé dans le tableau (2.5).

Données requises	Données ciblées
– Force appliquée	– Module
– Révolutions	– Déport
– Matériau	– Nombre de dents
– Angle de pression $\alpha = 20^\circ$.	– Largeur du pignon
	– Diamètre primitif

Tableau 2.5 – Données ciblées et requises du pignon.

L'unique rôle du pignon de direction est de transmettre le mouvement de rotation de la colonne de direction vers la tige dentée (la dite crémaillère). Cette dernière animée en mouvement translatore va faire pivoter les porte-fusées gauche et droite autour des pivots pour créer le mouvement de braquage. A partir de cela on tire 2 informations requises :

- 1- Le nombre de révolution du pignon est égale au nombre de rotation du volant, soit 4 tours complets.
- 2- La force tangentielle appliquée sur une dent du pignon est la même qui appliquée sur une dent de la crémaillère, et comme la crémaillère est liée à la porte-fusée, sur laquelle le moment de direction est appliquée, la force tangentielle devient le quotient du moment cinétique par le bras de levier (figure 2.34).

On rappelle que le moment de direction est maximal pour un angle de braquage de 45° . Pour un tel angle le bras de levier de la biellette de direction n'est pas normal à la surface de la roue. La figure (2.34) montre aussi les valeurs des angles calculés à partir de la simulation Solidworks faite sur une solution technologique proposée dans le chapitre 3.

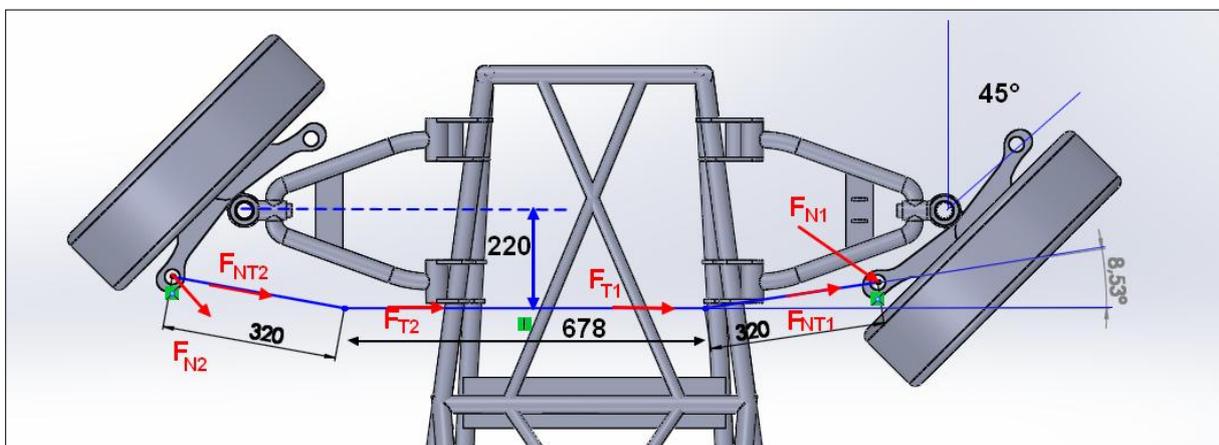


Figure 2.35 – Angles entre les forces et bras de levier.

On détermine d'abords la longueur L, la distance entre le pivot du porte-fusée et le pivot de liaison de la biellette de direction avec le porte-fusée. Elle vaut 220mm [15]. Et la longueur transversale entre les 2 roue est W=1310mm [19]. A l'état initial (angle de braquage = 0) la distance normale entre la crémaillère et le pivot de la roue/triangle est égale à L aussi. La longueur de la crémaillère $L_{cr}=678$ est déduite des relations géométriques trigonométriques.

Rappelons les valeurs des moments calculés auparavant (voir 2.3 Etude dynamique).

Force Fzd	5346,45 N	
Force FZG	5503,41 N	
Angle Braquage	45	0,785398
Angle d'inclinaison	11,53	0,201236 Rad
Angle de chasse	5,7	0,099484 Rad
deport	0,02674 m	
Moment Incli Droite	20,20614268 N.m	
Moment Incli gauche	20,79935054 N.m	
Moment chasse droite	10,04031946 N.m	
Moment chasse gauche	10,33508113 N.m	

Figure 2.36 – Rappel des moments de direction.

$$\begin{cases} F_{N1} = \frac{M'_{ZD}}{L} = \frac{30.25}{0.22} = 137.5 \text{ N} \\ F_{N2} = \frac{M'_{ZG}}{L} = \frac{31.13}{0.22} = 141.5 \text{ N} \end{cases} \quad (2.22)$$

$$\begin{cases} F_{NT1} = \frac{F_{N1}}{\cos(180^\circ + 8.53^\circ - 135^\circ)} = 231.5 \text{ N} \\ F_{NT2} = \frac{F_{N2}}{\cos(180^\circ + 8.53^\circ - 135^\circ)} = 238.05 \text{ N} \end{cases} \quad (2.23)$$

$$\begin{cases} F_{T1} = \frac{F_{NT1}}{\cos(90 - 8.53^\circ)} = 1560.74 \text{ N} \\ F_{T2} = \frac{F_{NT2}}{\cos(90 - 8.53^\circ)} = 1604.9 \text{ N} \end{cases} \quad (2.24)$$

Et ainsi la force maximale appliquée sur une dent de crémaillère à atteindre est la somme des 2 forces F_{T1} et F_{T2} , et elle vaut 3165.64 N. Finalement on dispose de l'information «force appliquée».

Choix du matériau :

Le choix du matériau pour la fabrication des engrenages se fait, exclusivement, selon des critères de précision, dureté, anticorrosion. Il a été dit dans le chapitre (1) que la réversibilité de la direction n'est pas désirée, cela conclu à l'annulation du critère précision. Le pignon qu'on voudrait concevoir a une vitesse de rotation quasiment nul et ses sens dents sont soumises à des charges relativement faibles ce qui élimine les 2 critères restants : dureté et durabilité. Et ça nous mène à se concentrer sur le critère économique et disponibilité : fonte GS ou GL. [14]

On sollicite le logiciel CES, qui nous propose une liste de nuance de FGS mais cette fois-ci avec une nuance recommandée spécialement pour les engrenages : EN GJS 450 – 10. (AFNOR NF A 32-201 FGS 450-10 pour la norme française) [15].

Masse volumique (Kg/m ³)	Limite d'élasticité (MPa)	Prix (EUR/Kg)
$\rho=7152$	$\sigma_e = 875$	0.524

Tableau 2.6 – Propriété de EN GJS 450 – 10.

Approximation du diamètre primitif du pignon :

Pour cela on a 2 méthodes pour le déterminer, soit :

- 1- Le calculer à partir du moment cinétique selon l'équation :

$$D = \frac{2 \times M_t}{F_T} = \mathbf{24 \text{ mm}} \text{ avec } F_c = F_{T1} + F_{T2} \quad (2.25)$$

Mais le résultat est grossier ou imprécis puisque la forme est assimilée à un cylindre complet, on calcule différemment le diamètre primitif.

- 2- Le calculer à partir de la course de la crémaillère :

Aucune ambiguïté pour cette méthode. La course de la crémaillère est équivalente au produit du rayon du pignon et sa révolution :

$$C = \frac{D}{2} \times 2\pi \times 4 \text{ tours} \quad (2.26)$$

Concernant la course C, on peut facilement la prélever d'une crémaillère déjà installé sur un véhicule Renault Symbole. Et elle mesure C=310mm. D'où le diamètre du pignon est :

$$D = \frac{C}{4\pi} = \mathbf{24.67 \text{ mm}} \quad (2.27)$$

Le diamètre doit certainement être établi en fonction des nombre des dents (qui est un nombre entier) mais il doit être aux alentours de **22mm**.

Module réel du pignon.

La détermination du module n'a jamais été un calcul facile. Il existe plusieurs modèles pour déterminer un tel paramètre dont : modèle de Lewis simplifié ou encore modèle de Lewis simplifié amélioré [16]. L'adoption du modèle de Lewis simplifié doit vérifier certaines hypothèses qui sont bien présents pour notre cas d'étude :

- La dent est une poutre encastree.
- Un seul couple de dent en prise.
- L'effort radial est négligeable.
- Le contact est linéique rectiligne et la répartition des efforts, par unité de longueur, est uniforme.

La formule de Lewis simplifiée

$$m \geq 2.34 \sqrt{\frac{F_T}{s \cdot \sigma_t}} \quad (2.28)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_T: \text{effort tangentiel} = 3165.64 \text{ N} \\ \sigma_{tr}: \text{contrainte admissible à la traction par le matériau} = 875 \text{ N/mm}^2 \end{array} \right.$$

On ignore le comportement du matériau lors de la sollicitation on prend le coefficient de sécurité $s=3$. Le module serait donc $m > 2.225$ mm. Et d'après le catalogue des modules normalisés, on prend $m=2.25$ mm.

Pour un tel module, le nombre des dents est donc :

$$Z = \frac{D}{m} = \frac{24.67}{2.25} = 9.89 \text{ soit } \mathbf{11 \text{ dents}}. \quad (2.29)$$

Et avec une telle information, nous allons recalculer le module plus précisément selon le modèle de Lewis simplifié amélioré :

$$m \geq \sqrt{\frac{F_T}{s \cdot y \cdot \sigma_{tr}}} \quad (2.30)$$

Avec y : facteur de forme dépendant de l'angle pression et du nombre de dents Z . On le déduit directement à partir du tableau suivant par interpolation : $y=0.217$

Z	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	24
y	0,230	0,243	0,255	0,266	0,276	0,285	0,293	0,301	0,308	0,314	0,320	0,331
Z	26	28	30	34	38	45	50	60	75	100	150	300
y	0,340	0,348	0,355	0,367	0,377	0,391	0,399	0,410	0,423	0,436	0,449	0,464

Tableau 2.7 – Valeurs du coefficient de forme y pour une denture normale et $\alpha = 20^\circ$

Par conséquent le module devient : $m > 2.04$. Après la normalisation, $m = 2,25$.

Nombre de dents.

On reprend l'équation (2.28) et on remplace le module par sa vraie valeur $m = 2.25$ et on trouve $Z = 11$ dents comme pour le modèle de Lewis simplifié.

Diamètre primitif final du pignon.

Le diamètre est une grandeur mathématique réelle contrairement au nombre de dents qui est un entier pur. Il est plus commode de réajuster le diamètre après avoir fixé le nombre Z . Le diamètre primitif final vaut $D = 24.75$ mm.

Largeur du pignon.

Techniquement c'est la largeur de la denture, et elle est déduite de l'équation suivante :

$$b = k \times m ; k \in [6 ; 16] \quad (2.31)$$

Couramment k (facteur de qualité) peut être 10, 11 ou 12. Fixons-le à $k = 12$. La largeur de la denture est estimée à 27 mm.

Une telle valeur paraît faible, et pour s'assurer que notre pignon de largeur 27 mm résiste bien que mal à l'effort tangentielle, on le teste dans le simulateur Solidworks. Pour chaque facteur de qualité en dessus de 12 (13, 14, 15 et 16) on vérifie le coefficient de sécurité proposé par le logiciel et on décidera par la suite quel facteur de qualité doit-on prendre.

Facteur k	12	13	14	15	16
Largeur [mm]	27	29.25	31.5	33.75	36
Coefficient s	2.7	3.1	3.3	3.6	4.1

Tableau 2.8 – Optimisation du facteur de qualité.

A partir de $k=13$, les chances que la denture du pignon se détériore sont minimales relativement au coefficient de sécurité choisi pour la détermination du module $s=3$. La largeur de la denture est donc $b=29.25$ mm

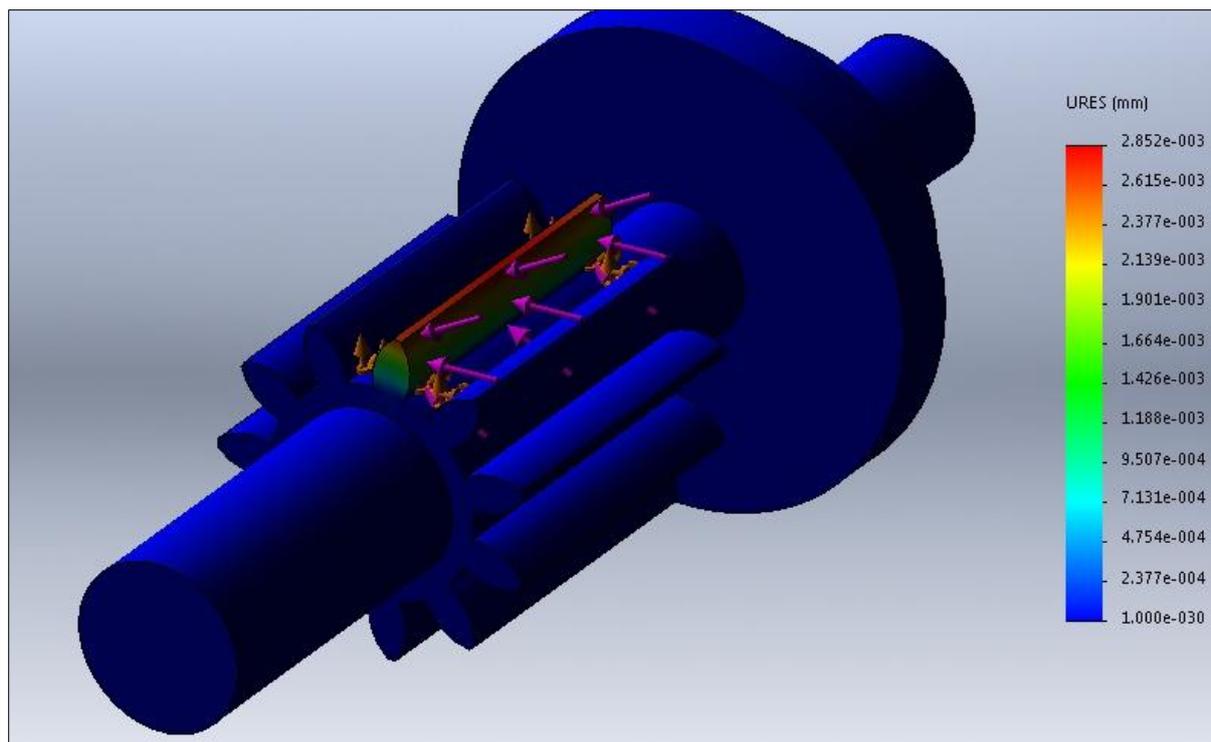


Figure 2.37 – La denture est sollicitée en flexion.

Déport.

Il s'agit d'un défaut de fabrication, et ça pourrait avoir lieu quand les dentures sont taillées à l'aide d'une crémaillère de taillage. Pour permettre à la denture de la crémaillère de réaliser la courbe de la dent le plus parfaitement possible, il faut qu'elle s'enfonce encore plus profondément dans la roue taillée, et donc sa ligne de référence peut ne pas coïncider avec la ligne primitive du pignon. L'intervalle causé entre ces 2 lignes est appelé le déport [16] (figure 2.38).

Mais pour notre cas, on prend une denture sans déport étant donné que nous avons une denture large et un nombre de dents moyennement petit (ça implique un creux suffisamment large pour que les dentures soient facilement taillées et sans défaut)

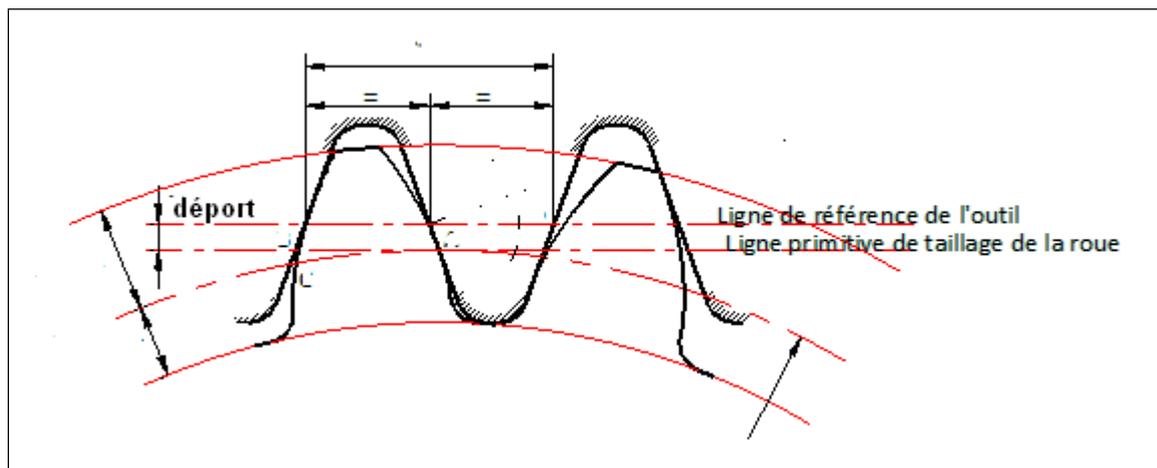


Figure 2.38 – Roue taillée à denture déportée [16].

Paramètres complémentaires.

Il reste à définir les autres paramètres qui sont facilement calculables après avoir déterminé le module, diamètre et nombre de dents.

Paramètres	Formules	Valeurs
Hauteur de saillie	$h_a = 1x \text{ m}$	$h_a = 2.25$
Hauteur de creux	$h_f = 1.25m$	$h_f = 2.8125$
Pas	$p = \pi.m$	$p = 7.07\text{mm}$
Epaisseur de denture	$e = p/2$	$e = 3.535 \text{ mm}$

Tableau 2.9 – paramètres complémentaires du pignon.

Assemblage du pignon.

Dans la figure (2.37) on remarque une rainure sur le moyeu du pignon, elle loge une clavette qui bloque la rotation du pignon par rapport à l'arbre qui passe à travers, autrement dit, l'arbre fait tourner le pignon à l'aide de la clavette. C'est très pratique comme solution technologique, mais ce n'est pas l'idéal pour un pignon d'une largeur importante. Sur l'ensemble des systèmes de directions dans les voitures, le pignon est solidaire avec l'arbre qui lui transmet le mouvement (figure 2.39)

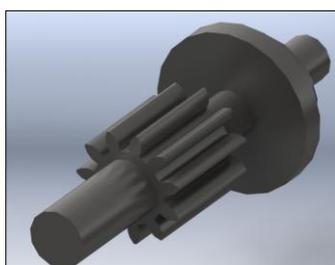


Figure 2.39 – Modélisation du pignon de direction.

2.5.3 Dimensionnement de la crémaillère.

C'est l'organe le plus simple et le plus facile à concevoir et à fabriquer. Il a un mouvement translatoire et sa fonction est de pousser/tirer les biellettes de direction. Son glissement est assuré par son engrènement avec le pignon (il est donc récepteur de mouvement).

La crémaillère est concrètement une barre comportant une partie dentée (engrènement avec le pignon) et des taraudages aux extrémités (pour sa liaison complète avec les biellettes).

Un détail dont il faut faire très attention, c'est l'assistance à la direction. En effet, la crémaillère doit être conçue selon le type de la direction assistée. Si l'assistance est électrique, la partie dentée sera assez longue pour y ajouter un 2^{ème} pignon alimenté par un moteur électrique. Par contre, si elle est hydraulique, des restrictions de diamètres doivent être mise en œuvre pour former 2 chambres étanches qui seront remplies alternativement de l'huile (voir Chapitre 1.5).

La conception de la crémaillère passe par la détermination de 3 paramètres : Le diamètre, la longueur de la partie dentée et la longueur totale.

Choix du matériau.

A part le critère économique, la crémaillère (jouant le rôle de glissière) doit résister à des efforts de traction et compression (qui sont relativement très faibles : 225 N d'un côté et 369 N de l'autre côté). L'état de surface, quant à lui, doit être extrêmement lisse et on ne peut pas compter uniquement sur la lubrification. Cela nous mène à choisir un matériau qu'on peut facilement usiner jusqu'à obtenir une rugosité cylindrique de l'ordre de 0,4 μm .

On se réfère toujours au logiciel CES, et cette fois-ci on choisit le matériau AFNOR NF A36-102(93) ou familièrement connu sous l'appellation XC40.

Nombre de dents.

Il vaut 4 fois le nombre de dents du pignon puisque le pignon doit effectuer 4 révolutions pour atteindre les limites du braquage. Le nombre de dents de la crémaillère est donc 44 mais concrètement 46 (pour éviter la collision avec les butées qui se trouvent aux extrémités de la partie dentée).

Le type d'assistance à la direction adoptée est hydraulique (voir 2.6). Par conséquent, il n'y aura pas de dents supplémentaires pour l'engrènement avec pignon du moteur électrique.

Diamètre de la crémaillère.

Il ne devrait pas être assez grand pour des raisons économiques et de tribologie aussi (Surface de contact avec le moyeu est à réduire). Il est à la limite de la largeur des dents (qui est légèrement inférieure à celles du pignon, encore, pour éviter les collisions) (figure 2.41)

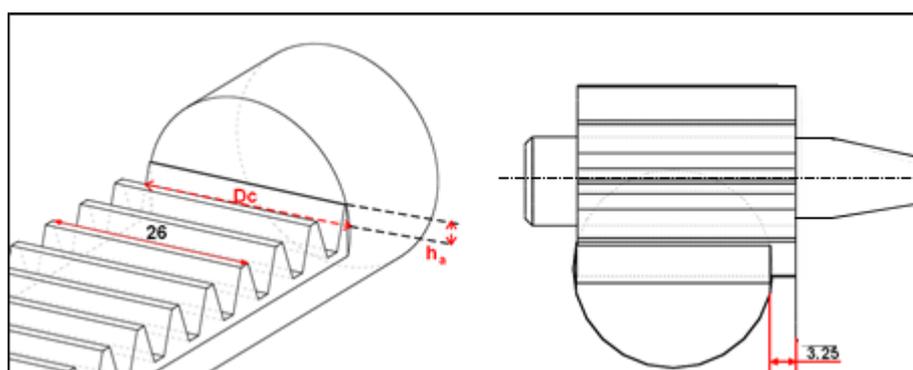


Figure 2.40 – Engrènement pignon/crémaillère.

Il reste à développer l'équation à une seule inconnue et la résoudre (L'inconnue est le diamètre D_{cr}). La ligne primitive de la denture de crémaillère devrait coïncider avec la ligne passant par le centre de gravité de la crémaillère.

La figure (2.42) illustre parfaitement les relations géométriques qui nous parviennent à déterminer le diamètre de la partie cylindrique de la crémaillère.

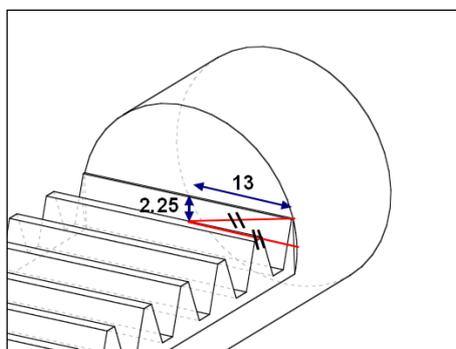


Figure 2.41 – Relation géométriques de la crémaillère

On en tire l'équation suivante :

$$D_{cr} = 2 \times \sqrt{13^2 + 2.25^2} = \mathbf{26.38 \text{ mm}} \quad (2.32)$$

Longueur de la crémaillère :

Elle dépend de la position des paliers de fixation de la crémaillère sur le châssis par rapport aux pivots des rotules de direction, et elle est en fonction, aussi, de la longueur des biellettes de direction. Ce paramètre a été calculé dans la partie où nous avons déterminé la force tangentielle.

2.5.4 Dimensionnement des biellettes de direction:

Elle est divisée en 2 parties : liaison biellette-crémaillère et liaison biellette-rotule (figure 2.42).

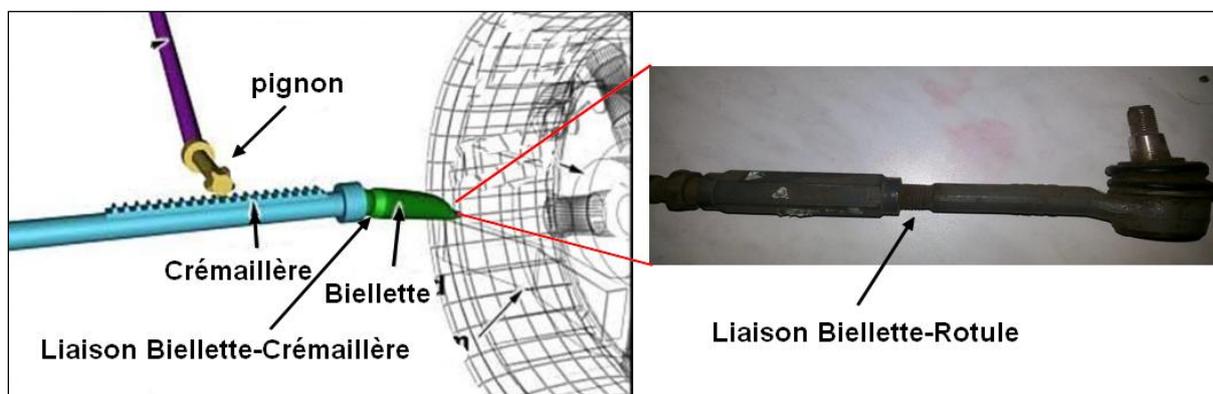


Figure 2.42 – Liaisons mécaniques de la biellette [19].

La biellette est effectivement une barre et colonne à la fois, car elle est sollicitée en traction et en compression. Les critères de la conception vont être la résistance au flambage et l'usinabilité à moindre coût.

Concernant les paramètres à déterminer, commençons par déterminer sa longueur, son diamètre (partie libre) et enfin sa forme qui dépend du matériau choisi. Si la biellette est faite en acier, elle pourrait contenir des courbures, et dans ce cas-là, le flambage est évité mais elle sera sollicitée en flexion. Si par contre, la biellette est faite en fonte, elle doit être bien droite et on fera bien attention au diamètre choisi.

Choix du matériau.

Dans le sous-chapitre (2.1), il a été dit que dans les mécanismes il faut toujours désigner l'organe maillon faible. C'est l'organe qui se fissure ou se détériore le tout premier parmi les autres pièces. Le maillon faible doit être choisi de telle sorte qu'il puisse être remplacé aisément et qu'il ne coûte pas cher. Les constructeurs d'automobile imposent un type de matériau bien précis pour la fabrication des biellettes de direction dans leur cahier de charge.

Et ce matériau-là s'agit de « **35NCD6** », et qui a comme norme française « AFNOR NF A-35551 (75) ».

Masse volumique (Kg/m ³)	Contrainte admissible à la traction (MPa)	Limite d'élasticité (MPa)	Contrainte admissible à la compression (MPa)	Module de Young (GPa)	Prix 0.4 EUR/Kg
7854	$\sigma_{tr} = 1410$	$\sigma_e = 770$	$\sigma_c = 950$	E=211	0.84

Tableau 2.10 – Propriétés physiques de l'acier 35NCD6.

Diamètre et longueur de la biellette.

Cela se fait en 2 étapes :

- 1- Diamètre minimal pour résister à la traction.
- 2- Diamètre minimal pour résister à la compression, y compris le flambage.

On prend la valeur maximale parmi ces 2 valeurs et sera comparée aux différents diamètres normalisés dans les catalogues des normes internationales des biellettes.

Une étude d'optimisation est prévue par la suite. La biellette aura éventuellement une forme d'arc, on retrouve ce type de biellette courbée dans plusieurs voitures particulière dont Nissan Tiida. On rappelle que la longueur de la biellette est $L_{bd}=320\text{mm}$ (figure 2.35).

Effort de traction.

L'effort maximal appliqué sur la biellette en traction par le biais de la crémaillère a été calculé auparavant (voir 2.5.2). Il est de $F_T=3165.64\text{ N}$.

$$\frac{F_T}{S} \leq \frac{\sigma_{tr}}{K_{tr} \cdot S} \quad (2.33)$$

Étant donné que la bielle est longue et de section variable avec plusieurs épaulements sur le long de la bielle, on prend $K_{tr}=5$, et comme on veut concevoir une pièce maille faible on prend un coefficient de sécurité faible $s=1.5$.

$$D_{bd} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_T \cdot s \cdot K_{tr}}{\sigma_e}} \quad (2.34)$$

Le diamètre nominal est 11.04 mm. Les diamètres sont normalisés pour qu'il n'y ait pas d'incohérence entre le diamètre métrique (partie filetée) de la bielle et la rotule de direction. On prend $D_{bd}=12$ mm.

L'équation (2.33) s'applique aussi pour la compression, sauf qu'on doit vérifier sa résistance au flambage avec un diamètre de 12mm sur le simulateur Solidworks.

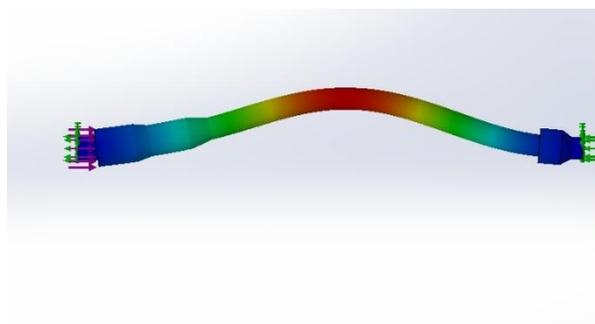


Figure 2.43 – Etude de flambement sur axe de diamètre Ø14.

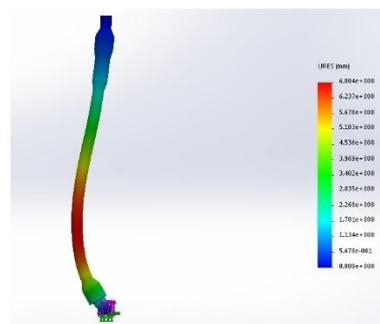


Figure 2.44 – Etude de flambement sur axe de diamètre Ø12 courbé.

Les 2 simulations illustrées ci-dessus montrent que la bielle courbée résiste mieux au flambement qu'une bielle à section uniforme même si cette dernière est surdimensionnée en diamètre. D'autres simulations auront lieu pour la bielle courbée, on déterminera la forme optimale, celle qui comporte les moindres déplacements nodaux.

Remarque : les déformées dans les 2 précédentes figures sont exagérées, le vrai déplacement est lisible sur l'échelle (à droite de chaque figure). Les déplacements au niveau de la bielle uniforme de diamètre Ø14 sont de l'ordre de 20 mm, et au niveau de la bielle courbée de diamètre Ø12 sont de l'ordre de 6mm.

Rotule de direction.

C'est le dernier élément dans la chaîne cinématique. Il comporte 2 liaisons : biellette-rotule et rotule - porte-fusée. Il n'est pas difficile de dimensionner ses principaux organes qui sont 2 : le bâti ou se fixe la bielle et où se loge la sphère attaché à une tige qui joue le rôle du pivot dans le porte-fusée (figure 2.45).



Figure 2.45 – Rotule de direction [19].

On remarque que c'est la pièce la plus documentée sur la toile (comparée aux autres pièces du mécanisme de direction), les fabricants des systèmes de direction préfèrent sous-traiter directement des rotules de direction étrangères que de les fabriquer à cause de leur complexité géométrique qui rend l'élaboration du moule extra-cher. Notre tâche s'agit de choisir un modèle internationalement standardisé et adéquat au diamètre de l'extrémité de la biellette : **Filetage M14**.

2.5.5 Assistance à la direction.

L'actuel système de direction, intégré dans les voitures Renault Symbol, est de type hydraulique. Et à notre tour, on compare un tel type avec son homologue « assistance électrique » et on décidera si on garde la même assistance ou la modifie par le type électrique. L'analyse du besoin de système d'assistance à la direction se fait selon certains critères (voir tableau 2.11).

Critères	Assistance hydraulique	Assistance électrique
Prix	190 \$ (kit complet)	135 \$ (kit complet)
Espace occupé	Important : pompe + distributeur + piston + canalisation.	Minimal : moteur électrique.
Maintenance	Couteuse mais maîtrisée en Algérie	Non maîtrisée en Algérie
Performance	Couple développé important + réponse au temps réel + plus confortable	Réponse après un petit délai + moins confortable
Source d'énergie	A partir du moteur thermique (transmission par courroie) – consommation excessive du carburant.	A partir de l'énergie produite par l'alternateur (tension amplifiée par le biais d'un transformateur de courant) – consommation économisée du carburant.
Complexité	Assurer l'étanchéité, fabrication des pompes (fonderie)	Alimentation en fonction de la vitesse de roulement et du couple de direction
Commandes	Distributeur hydraulique	Microprocesseur (calculateur)

Tableau 2.11 – Comparaison entre les assistances hydraulique et électrique [1].

Un conducteur algérien s'intéresse plus aux frais de la maintenance qu'à l'économie du carburant. Le technicien, lui aussi préfère réparer une pompe défectueuse que de prendre des cours supplémentaires en électronique/informatique pour réparer la commande électrique de l'assistance électrique.

L'étude comparative nous mène à choisir l'assistance hydraulique comme type d'assistance à la direction. Statistiquement, ça reste la solution la plus adoptée dans l'ensemble des systèmes des directions (surtout pour les camions et les grands engins pour sa haute performance).

CHAPITRE 3 : PROCÉDÉS DE FABRICATION

3.1 INTRODUCTION.

Ce présent projet est, non seulement, destiné à concevoir une machine mécanique à intégrer dans une voiture particulière, mais aussi à étudier sa réalisation réelle et en faire le bilan économique.

L'étude de réalisation comporte l'ensemble du mécanisme (en excluant les éléments de fixations, à titre d'exemple : les vis, les écrous, colliers, joints d'étanchéité ...). On déterminera les meilleurs procédés d'usinages et méthodes de fabrication en termes de qualité, prix et temps nécessaire pour effectuer les opérations désignées.

3.2 LISTE DES PIÈCES À FABRIQUER.

Nous avons vu dans le chapitre 2 l'ensemble des 5 éléments à concevoir et qui sont (dans un ordre aléatoire) : colonne de direction (3 arbres et 2 joints de cardan), pignon de direction, crémaillère, biellette de direction gauche (et symétriquement, la biellette de direction droite) et finalement la rotule de direction.

Des pièces qui n'ont pas été traitées dans le chapitre 2 auront leur part dans l'étude de fabrication (on fera usage de Reverse Engineering). On les énumère ainsi :

- Porte crémaillère (l'organe où se loge la crémaillère).
- Palier de fixation de crémaillère.
- Autres éventuelles pièces complémentaires.

On rappelle que toutes les pièces citées ci-dessus doivent être fabriquées en Algérie. Et celles qui n'ont pas été citées seront importées de l'étranger, éventuellement de Chine, de l'Inde et de la Turquie. La sous-traitance fait gagner beaucoup de temps et d'argent aux constructeurs même à grand échelle. On peut citer l'exemple du constructeur d'avion Airbus qui intègre des pièces partielles comme l'aileron et qui sont fabriquées dans des pays voisins. A l'heure actuelle il n'existe pas d'entreprise productrice à 100%, la fabrication totale nécessite un très grand investissement et qui engendre un grand risque, et de plus ça prive des dizaines de milliers des chômeurs de décrocher les jobs.

3.3 LA MISE EN ŒUVRE DES PIÈCES.

Pour chaque pièce à fabriquer, on illustre le procédé total de sa fabrication en démarrant de la pièce brute jusqu'à avoir le produit final. Il est à savoir que la quantité annuelle à fabriquer est 30 milles unités, en additionnant les pièces de rechange cela devient 32 miles. La cadence de la fabrication est de grande taille, on doit s'intéresser en premier lieu au paramètre de temps.

3.3.1 Pignon de direction.

3 méthodes répandues pour réaliser les arbres en forme de pignon par la méthode de taillage par génération (pour la fabrication en série) [18]:

- Taillage par outil-crémaillère.
- Taillage par fraise mère.
- Taillage par outil-pignon.

La meilleure solution demeure de loin le taillage par fraise mère (figure 3.1). On estime le temps nécessaire pour tailler notre pignon à l'aide de l'équation suivante [20] :

$$T_{tp} = \frac{(j \times b + l_{eng} + l_{dég}).Z}{a \times Z_f \times n} \quad (3.1)$$

Pour un module $m=2.25$ mm on prend ces valeurs-là [21] :

Paramètres	Longueur de taillage	Nombre de dents du pignon	Nombre de filets de la fraise	Vitesse de coupe	Diamètre primitif de la fraise	Avance
Valeurs	29.25 mm	11 dents	1 filet	60 m/min	71 mm	1.5 mm/tour

Tableau 3.1 – Données techniques pour calculer le temps d'usinage par une fraise mère [20].

$$l_{eng} \geq \sqrt{D_f \times h - h^2} = \mathbf{18.27 \text{ mm}} \quad (3.2)$$

On prend ($I_{dég}=3\text{mm}$)¹⁶ et $j=1$,

$$n = \left(\frac{\pi D_f}{1000 \cdot V_c} \right)^{-1} = \mathbf{222 \text{ tours/min}} \quad (3.3)$$

Le temps nécessaire pour tailler un seul arbre-pignon de direction en ébauche est de : 2.09 minutes. Celle de la finition est plus rapide et elle vaut 1.1 minutes (en augmentant la vitesse de la coupe et l'avance verticale de la fraise-mère). Le temps pour usiner complètement un pignon est 3.19 minutes.

La prochaine équation permet de d'estimer approximativement le nombre de machine à taillage par fraise mère à commande numérique si l'on veut fabriquer 30.000 pignon par an :

$$N_M = \frac{30000 \text{ pièces}}{230 \text{ jours} \times N_{PJ}} \quad (3.4)$$

Avec N_{PJ} =nombre de pièces réalisées par jour et il vaut :

$$N_{PJ} = \frac{6 \text{ heures} * 60 \text{ minutes}}{3.19 \text{ minutes}} = \mathbf{112 \text{ pièces}} \quad (3.5)$$

Remplaçons (3.4) dans (3.5) et ça donne $N_M = 1.14$. Si on inclue le temps secondaire¹⁷, les pièces défectueuses et les éventuelles pannes on aura le nombre de machine égale à 2.

¹⁶ Kosilova et Metsherjakov (1985b).

¹⁷ Il comporte le temps de marche vide de l'outil, le temps de chargement et le temps de fixation.

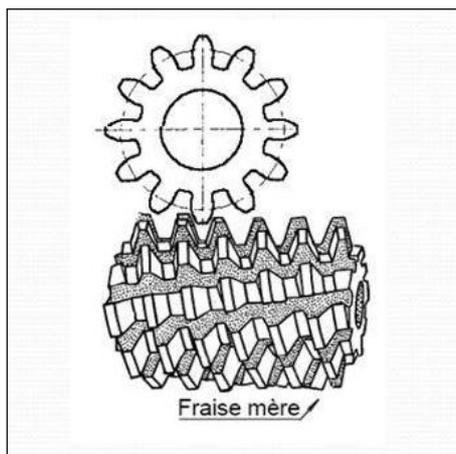


Figure 3.1 – Taillage par fraise mère [20].

Pièces brutes.

La pièce finale est illustrée dans la figure (2.39). Il est clair que la pièce brute est une barre cylindrique pleine, et qui doit être usinée dans le premier temps dans un tour (à commande numérique évidemment) puis taillée par la fraise mère comme expliqué précédemment.

Usinage par tournage.

Afin de satisfaire la cadence de la production des axes pour le pré-taillage et qui est de 150 pièces/jour, on doit effectuer l'usinage des pièces brutes dans 2 machines de tournage MOCN¹⁸. La procédure d'usinage comporte ces différentes étapes : dressage (2 faces), chariotage (le long de la barre), chanfrein, gorge.

3.3.2 Crémaillère.

On reste dans le même domaine de fabrication (engrenages) et on fait l'étude de l'usinage de la crémaillère. Tout d'abord la pièce brute est tout simplement une barre de section circulaire, mais contrairement à l'arbre-pignon, l'état de surface doit avoir une rugosité inférieure à 0.4 μm (voir 2.5.3).

¹⁸ Machine-outil à commande numérique.

Pré-taillage.

Les surfaces latérales de la pièce brute sont dressées en ébauche et finition des 2 côtés puis taraudées selon les cotes fixés dans le dessin de définition de la crémaillère.

Il reste à étudier en profondeur la procédure de chariotage et rectification cylindrique. Le chariotage a pour but de limiter les défauts de forme (cylindricité) et défaut géométrique (concentricité) il doit se faire en ébauche, semi-finition et finition [20].

$$T_{RC} = \frac{(l_m + b_m)}{f_m} \times i \times 1,5 \qquad f_m = \mu \times V_m \times \sin \alpha_m \qquad (3.6)$$

Où $l_m = 687 \text{ mm}$ (*longueur de crémaillère voir 2.5.3*), $b_m = 63 \text{ mm}$, $i = 4$ (*finition*),

$$V_m = 35 \text{ m/min}, \mu = 0,96, \alpha_m = 2^\circ$$

Le temps d'usinage est donc : $T_{rc} = 3,93 \text{ min}$

D'après l'équation (3.4) et (3.5) il faut avoir 2 machines à rectification cylindrique conventionnelles.

Taillage.

On distingue 3 méthodes pour tailler les dents de la crémaillère, soit par fraise module soit par outil-pignon ou soit par une fraiseuse à commande numérique. Il est trop facile de tailler avec un outil-pignon car son axe de rotation est perpendiculaire à la crémaillère, aucune collision ne peut avoir lieu, mais la procédure est longue. Le taillage sur une fraiseuse à commande numérique quant à elle, est bien précise et plus rapide que le taillage par outil-pignon mais la forme des dentures réalisées est trapézoïdale comme le montre la figure (3.2).

La position de la broche ne pose aucun problème de collision avec crémaillère et le temps estimé pour tailler 45 dents de module 2.25 dans les environs de 6 minutes. Il est toujours possible d'usiner selon la 3^{ème} méthode « par fraise-module » si on arrive à positionner la pièce d'une façon à éviter la collision puisque l'axe de rotation de la fraise-module est parallèle à la face plane de la crémaillère (figure 3.3).



Figure 3.2 – Taillage sur une fraiseuse à commande numérique.

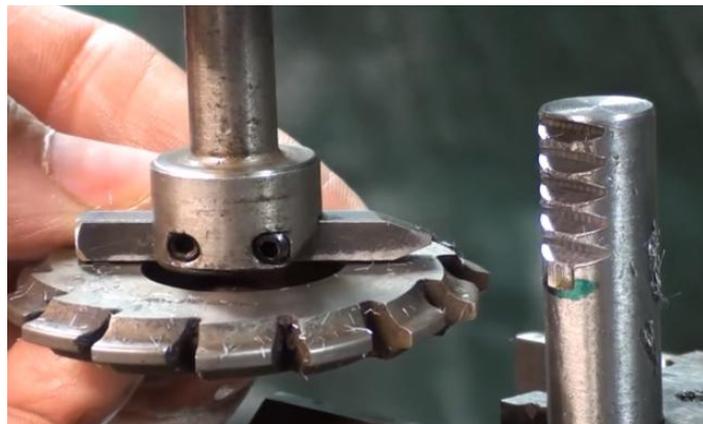


Figure 3.3 – Taillage par fraise-module.

La fraise-module peut réaliser des dents en forme développante, et pour régler le problème de la collision on place un axe assez long dans la broche pour que celle-ci ne bute pas sur la crémaillère. Généralement on peut aller jusqu'à 350 mm (longueur de l'axe d'extension), et si cette distance est supérieure à la longueur de la partie dentée on optera pour le choix de taillage par fraise-module. La longueur de la partie dentée est donnée par la suivante équation :

$$L_{DC} = \pi \times m \times Z = 325 \text{ mm} < 350 \text{ mm} \quad (3.7)$$

Le temps de coupe par la fraise-module est donné par :

$$T_{tc} = \frac{(b_d + l_s)Z}{f_m} + \frac{(b_d + l_s)Z}{f'_m} \quad (3.8)$$

Avec $f'_m = 1,5 \cdot f_m$ et $f_m = f_0 \times \frac{1000 V_c}{\pi D_{fr}}$

$D_{fr}=63\text{mm}$, $Z=45$, $b_d=26.38 \text{ mm}$, $l_s=7\text{mm}$, $V_c=200 \text{ m/min}$, $f_0=1.4 \text{ mm/tr}$.

Le temps de taillage total des dents de la crémaillère est : 1.77 minutes.

Dressage, Perçage et taraudage.

On rappelle que la crémaillère est taraudée de ces 2 côtés (pour l'assembler avec les 2 bielles de direction). Le taraudage est l'opération de créer des filets dans un moyeu cylindrique. Une opération de perçage doit être effectuée d'abord, et son temps nécessaire pour sa réalisation est donné par l'équation :

$$T_{pc} = \frac{\pi}{1000} \frac{L_f \cdot D_p}{V_f a_f} \quad (3.9)$$

$L_t = 22$ mm, $D_p = 10$ mm, $V_f = 30$ m/min, $a_f = 0.25$ mm/tr

Le perçage dure 6 secondes pour un seul trou. Il est préférable de dresser, percer et tarauder d'un seul côté puis refaire les 3 opérations de l'autre côté que de dresser les 2 surfaces latérales puis percer les 2 trous et enfin les tarauder.

Le temps de dressage est calculé selon l'équation [20] :

$$T_{dc} = \frac{\pi}{4000} \frac{(D_{dc} + l_{ap} + l_{eng})^2 - l_{dég}^2}{a_{dc} \cdot V_{dc}} \quad (3.10)$$

Et les longueurs de passe et dressages sont calculées par les équations :

$$l_{eng} = a_p \times ctg k_r \quad (3.11)$$

$a_p = 0.5$ mm (longueur de passe), k_r (angle de l'outil) = 45° .

$V_{dc} = 175$ m/min, $a_{dc} = 0.4$ mm/tr, $l_{ap} = l_{dég} = 1$ mm, $l_{eng} = 0.5$ mm

$D_{ac} = 26.4$ mm (dimensionnement de la crémaillère, voir 2.5.3). Ainsi, Le dressage d'une seule surface se fait en 3 secondes.

Le taraudage vaut (adapté de Sandvik Coromant, 2000) :

$$T_{tc} = \frac{l_{fc} + l_{eng} + l_{dég}}{n \times p} \times i \quad (3.12)$$

p (pas) = 1 mm, $n = (1000 \times V_c) / (\pi \times M12)$, Avec $V_c = 32$ m/min (pour $p=1$ et M12)

$i = 6$ (pour $p = 1$ mm). $(l_{eng} + l_{dég}) = 3 \times p = 3$ mm.

$$T_{tc} = \mathbf{0.141} \text{ min} = \mathbf{8.5} \text{ secondes}$$

Le temps mort, et qui correspond au temps de changement de l'outil sur une machine à commande numérique, ne dépasse pas les 45 secondes. Le temps accumulé pour réaliser un 2 taraudage complet sur une crémaillère est 2,5 minutes.

On revient toujours aux équations (3.4) et (3.5) pour le calcul du nombre de machines nécessaire pour tarauder 30 milles crémaillères en une année, le nombre est de 2 tours CN.

Si on détaille les procédures restantes (forgeage et usinage de la bielle de direction, moulage de la porte-crémaillère ...) on dépassera les limites autorisées pour la rédaction de ce présent rapport. On récapitule le tout dans le tableau (3.2)

Tableau 3.2 – Liste des machines d'usinage obligatoire.

Pièces	Procédés d'usinage	Temps de coupe	Nombre de cycles d'usinage par jour	Nombre de machines obligatoires
Arbres de direction	Chariotage	2,1 min	171	1
	Perçage	5 s	4320	1
Arbre pignon	Taillage	3,19 min	112	2
Crémaillère	Rectification	3,93 min	91	2
	Taillage	1,77 min	203	1
	Dressage	12 s	1800	1
	Perçage	6 s	3600	
	Taraudage	17 s	1270	
Paliers de fixation	Surfaçage	2,8 min	128	2
	Dressage (contour)	4,8 min	75	2
	Perçage	58 s	372	1
Biellette de direction	Chariotage	2,6 min	138	1
	filetage	2 min	180	1

Remarque : La totalité des opérations de dressage et perçage et taraudage vont se faire sur une seule machine TCN (tour à commande numérique) grâce à leur grande capacité de productivité quotidienne.

3.4 DESSINS DE DÉFINITION ET D'ASSEMBLAGE.

Les humains ne parlent pas la même langue, du coup si on veut se communiquer avec d'autres clients (pour une éventuelle exportation) ou de fournisseurs dans autres pays, on doit utiliser le langage commun qui est le dessin technique [Annexe B]. Les règles du dessin technique sont établies par des normes internationales :

- ISO 216 (formats normalisés).
- ISO 7200 (cartouche).
- ISO 6433 / ISO 7573 (nomenclature).
- NF ISO 123-24 (traits et vues).

CHAPITRE 4 :

BUSINESS PLAN

4.1 INTRODUCTION.

Il est nécessaire d'élaborer un plan business pour l'actuel projet qui a pour objectif de convaincre les investisseurs à s'engager dans son financement. Ce plan généralement accompagne un autre document appelé « Business Model Canevas ». Ce dernier document explique la conception totale d'une entreprise quelconque qui produit un service ou un produit physique. Mais pour notre présent cas d'étude, on ne s'intéresse pas à la conception de l'entreprise mais à l'étude économique d'un unique produit « kit-système de direction ».

Le plan business aide à mieux évaluer les chances de la commercialisation du produit étudié, et à détecter ses points faibles qui le rendent faillible devant le même type de produit appartenant à d'autres fabricants, ce qui est bien connu sous le terme « concurrence ». Elaborer un plan est synonyme de trier les meilleurs éléments et les classer selon un ordre précis (chronologique, logique, par pertinence ...) (figure 4.1).

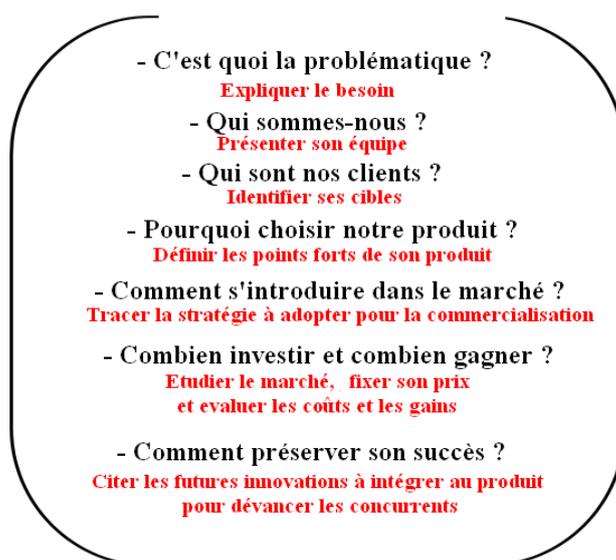


Figure 4.1 – Démarche du Business Plan.

4.2 PROBLÉMATIQUE.

L'Algérie s'est pris une gifle en plein visage quand on avait annoncé que le prix d'un baril du pétrole a chuté et a franchi les 25\$. Depuis ce temps, le ministère de finance ne cesse de tirer la sonnette d'alarme d'une éventuelle faillite. La faillite serait due à la masse colossale de la facture d'importation contrairement au chiffre d'affaire fait par l'exportation des produits algériens. Une telle crise, que certains qualifient de bénéfique, booste les différents acteurs producteurs à agir, dont le ministère de l'industrie.

KBS-BOUDIS, sous-traitant dans le domaine de la mécanique, et qui approvisionne le marché avec des produits importés de l'étranger, veut à son tour contribuer à détourner le sens de l'évolution des histogrammes de l'économie algérienne dans le sens positif. A travers ce projet fin d'étude, elle s'engagera à produire des kit-systèmes de direction et les intégrer dans les voitures produites localement (actuellement) Renault-Thalia Symbol. Le choix du produit s'est fait selon la simplicité de sa mise en œuvre et sa demande accrue sur le marché algérien.

Ainsi la problématique se résume en une seule phrase : l'Algérie ne produit pas ce qui est productible et qui crée de la richesse.

4.3 PRÉSENTATION DE L'ENTREPRISE KBS-BOUDIS.

Avec plus de 26 ans d'expérience dans le domaine de la sous-traitance en mécanique, KBS, dont le siège social se situe à Paris, propose des solutions sur terrain pour plusieurs constructeurs de véhicules utilitaires et industriels. Le sigle KBS veut dire : Knowledge, Business, Solutions, tandis que BOUDIS, c'est une entreprise filiale de KBS et qui se situe actuellement à Alger. Le groupe ETS KBS a plus de 300 références homologuées à SNVI¹⁹, et également d'autres références homologuées chez des constructeurs actifs sur le territoire algérien.

Son actuel président directeur-général et aussi fondateur de ce groupe est Mr Belkacem BENNIKOUS. J'ai eu l'honneur de l'avoir comme encadreur pour ce présent PFE et

¹⁹ Société Nationale de Véhicules Industriels

comme mentor au sein de l'AD-ENP²⁰ qu'il occupe son poste de président (2014-de nos jours).

Les différents type de produits que fournit KBS-BOUDIS sont : électrique (projecteur, tableau de bord, feux arrière ...), de carrosserie (kit déflecteur, kit essuyage ...), de transmission (pont-essieu, boîte de vitesse), de direction (bielle et rotule de direction) et même de grands engins (nacelle élévatrice, benne-tasseuse) ... Et les principaux pays qui fournissent le produit de première main à KBS-BOUS sont : la Chine, la Turquie, l'Italie et L'inde.

4.4 CLIENT.

Sans lui, aucune production ne sera faite. Il est à noter les nombreuses lacunes auquel ce client fait face pour savoir s'il est sage de commencer à lui fournir des solutions ou on doit s'occuper d'autres choses. Le client principal est le constructeur des voitures touristiques Renault Symbol, et pour cela on a pris son produit comme échantillon et on a effectué des études de conception et de fabrication du kit système de direction qui va avec. Son taux de productivité annuel est de 30 milles voiture par an. D'autres clients pourront bénéficier du service crée par ce kit système de direction une fois il est adapté à leur véhicules. Algérie connaît actuellement une intrusion de constructeur de voiture dans le marché algérien. On peut citer à titre d'exemple Mercedez, et qui a commencé à produire des voitures pour l'armée algérienne. Et prochainement, des usines de Peugeot et Volkswagen seront installées en Algérie.

L'actuel demande est de 30.000 unités et pourrait atteindre 400.000 si on arrive à assurer la production, de dit système de direction, en bonne qualité et dans les meilleurs délais.

4.5 L'ORIGINALITÉ DU PRODUIT.

Pour persuader les entrepreneurs à investir dans la production d'une quelconque fourniture qui fait l'objet d'une concurrence atroce, il est primordial de citer les points forts du sujet et montrer en quoi il est original. Les facteurs ayant un fort impact sur l'attirance du client ne sont pas nombreux, le plus fort d'entre eux c'est bien le prix. Un

²⁰ Association des Diplômés de l'École Nationale Polytechnique.

produit qui coûte cher a toutes ses chances d'être élu si et seulement s'il possède des qualités innovantes et permet de satisfaire un besoin très commun et qui demeure non résolu. Mais dès que cette nouvelle faculté est assurée par un 2^{ème} producteur, le prix redevient concurrentiel et donc il reprend son rôle de facteur déterminant.

Exemple : *Le Smartphone, qui a bouleversé la Hi-Tech avec ses options très originales, coûtait à sa sortie le triple d'un simple cellulaire. Il a connu une large demande malgré son prix infernal. Aujourd'hui, Le Smartphone le moins cher est le mieux vendu.*

Le système de direction, quant à lui, n'a pas connu une évolution importante depuis des décennies de cela. Son mécanisme est très simple, et si les romains du 5^{ème} siècle connaissaient le schéma cinématique de l'actuel système de direction, ils auraient été capable de le fabriquer rien qu'avec le bois et auraient pu éviter le dérapage de leur chariots.

Afin de s'assurer que notre kit va être choisi par le client, on doit le produire à coût très bas pour le vendre moins cher que les autres fournisseurs. Et en parallèle, on effectue des travaux de recherche pour développer le produit et l'innover dans le département R&D²¹. Dans la dernière partie de ce chapitre, on détaillera certaines innovations à apporter au produit.

4.6 STRATÉGIE DE COMMERCIALISATION.

La quasi-totalité des pièces mécaniques est produite à l'étranger et importée de l'extérieure. La transition vers l'industrialisation locale se fait continument. On peut citer l'exemple des pays : Chine, Inde et Turquie qui, à une certaine époque, se sentaient dépassé par la technologie des occidentaux. La première démarche qu'ils ont adopté c'est le « Reverse Engineering », c'est-à-dire, ils recopient des autres constructeurs. Ça permet de transférer le savoir-faire et de maîtriser cette nouvelle technologie.

La stratégie qu'on recommande à l'établissement Boudis d'adopter, et qui est la plus répandue dans le territoire nationale, c'est de signer des contrats de partenariat avec les fabricants des systèmes de direction à durée moyenne (5 ans), le business entre les 2 entreprises est ainsi planifié :

- Le partenaire fabrique le produit selon les plans de Boudis pendant 2 ans.

²¹ Recherche et Développement, un département intégré dans l'actuel organigramme des grandes entreprises.

- Le partenaire fournit le produit en SKD²² pendant 1 année.
- Le partenaire fournit le produit en CKD²³ pendant 2 ans.
- Boudis se détache de son partenaire et fabrique son propre produit.

La fabrication des systèmes de direction requière un lourd investissement de l'ordre de dizaine de millions de Dollar. Il serait trop dangereux de s'aventurer dans la fabrication d'une technologie non maîtrisée avec un tel capital. L'astuce absolue serait de réduire au maximum les frais de dédouanement pour agrandir sa marge de gain, à travers les technique CKD et SKD. 5 ans de partenariat sont suffisants pour gagner la confiance de son client, et ça ne poserait pas de difficulté lors de l'homologation de son propre produit fait maison.

4.7 INNOVATION APPORTÉE AU PRODUIT.

Avoir un coup d'avance dans la technologie des systèmes de direction est très souhaités, et ça garanti à 99% de garder son cap, et même d'élargir son potentiel marketing. Et cela ne pourra pas se faire sans les recherches scientifiques susceptibles à ajouter de la valeur à cette technologie à travers les innovations apportées. Une innovation amplement accueillie est celle qui répond à un besoin non encore satisfait dans sa région, et elle devrait appliquer certaines notions très modernes. On a déjà parlé de l'impact de l'innovation sur l'éventualité de gagner son bon de commande même en cas de prix élevé dans le chapitre (4.5).

L'innovation qu'on va apporter est basée sur les notions: Internet des objets et mécatronique.

4.7.1 Assistance informatique au créneau.

49 % des conducteurs ne réussissent pas leur créneau surtout quand le conducteur est une femme ou fraîchement formé. Dans la majorité des cas, ils perdent un temps colossal pour garer leur voiture, sans parler des dégâts des collisions qui peuvent avoir lieu.

²² Acronyme de 'Semi knocked down'. Technique d'importer des produits assemblés partiellement.

²³ Acronyme de 'Completely knocked down'. Technique qui consiste à importer des produits non assemblés pour en faire le montage.

La solution consiste à installer des capteurs de distance sur les 4 coins de la voiture. Quand on veut se stationner entre 2 voitures, on approche le véhicule de l'espace laissé entre ces 2 voitures. Les capteurs liés à un micro-processeur, reçoivent les informations de la géométrie de l'espace et l'analyse faite par le processeur informe le conducteur, en premier lieu, s'il est capable d'introduire son véhicule dans cet espace ou non.

S'il en est bien capable, le processeur va encore compiler une multitude d'algorithmes complexes et en choisir la solution optimale. Le mini-ordinateur donnera des instructions d'angles et de déplacement à faire pour se garer aisément.

Le conducteur lui est difficile de savoir combien de tours de volant vaut 15° de l'angle de braquage par exemple. Le mini-ordinateur l'assiste le long de sa manœuvre, et lui indique sur le tableau de bord combien vaut l'actuel angle de braquage et quelle est la distance parcourue en mètre depuis le dernier braquage.



Figure 4.2 – Créneau impossible.

4.7.2 Double-Crémaillère.

La puissance est transmise du volant jusqu'au porte-fusée via la crémaillère et la biellette de direction. La biellette applique une force sur le bras de levier du porte-fusée pour le faire pivoter, et un grand couple de rotation implique une grande force appliquée sur la biellette. Or qu'il y a une limite à cette force de traction, et c'est pour cette raison qu'on utilise des boîtiers de direction dans les camions et non pas des crémaillères à cause du grand effort appliqué sur les dents de la crémaillère.

Sur la figure (4.3) on illustre une proposition de réduire l'effort tangentiel appliqué sur les dentures de la crémaillère on ajoutant une 2^{ème} crémaillère placée en parallèle et qui partage le couple de rotation de la roue avec la première crémaillère.

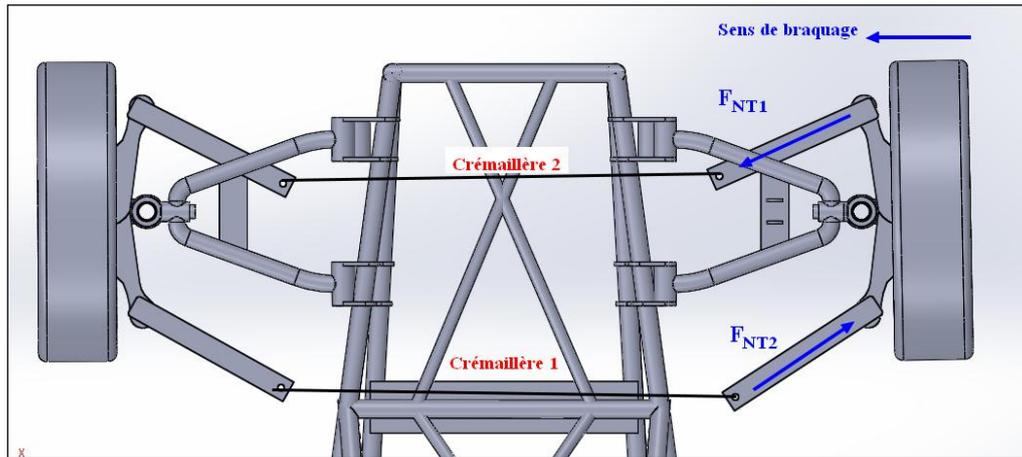


Figure 4.3 – Solution de double-crémaillère.

Théoriquement la force appliquée sur la biellette sera divisée en 2, et par conséquent on peut intégrer ce système dans les camions léger. Il reste à effectuer des tests pour comparer sa performance par rapport à celle du boîtier de direction.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Le but principal du présent projet consiste à étudier la fabrication des différents organes du système de direction intégré dans la voiture touristique produite en Algérie : Renault Thalia Symbol. L'étude technologique et conceptrice traitée dans les chapitre 2 et 3 va permettre à l'entreprise de sous-traitance mécanique ETS-KBS-BOUDIS de bien comprendre le fonctionnement du mécanisme de direction et avoir en main une méthodologie de conception d'autre système de direction pour d'autres véhicules qui seront bientôt produits en Algérie : Volkswagen, Mercedes et Peugeot. De plus, L'étude de fabrication va leur permettre d'évaluer le capital pour lancer la fabrication et les gains à en récolter.

De ma part, ce PFE m'a été précieusement utile pour mettre en valeur mes compétences de conception acquises pendant ma formation d'ingénieur au sein de l'école polytechnique d'Alger. Et aussi, apprendre d'avantage sur le monde de l'économie industrielle et sur l'impact de la sous-traitance dans le développement de la technologie. J'ai appris également sur les astuces et les procédures à faire pour gagner sa place dans le marché de l'industrie.

Je souhaite qu'à travers ce projet, l'entreprise KBS-BOUDIS entame les démarches d'homologation et je suis prêt à collaborer avec eux dans le futur pour développer d'autres produits mécaniques car les PFE ne sont pas supposé être un projet de fin d'étude mais projet de début de carrière.

BIBLIOGRAPHIE

[1] Hubert, MÉMETEAU. Technologie fonctionnelle de l'automobile tome 2: Transmission, train roulant et équipement électrique. Paris. Dunod, 2014, 7ème édition. 320p. ISBN : 978-2-10-070825-3.

[2] Publitest, Cyberdata « Manuel : Géométrie des trains ».

<http://www.auto-publitest.com/fr/savoir---geometrie-des-trains-roulants.html>

(13/04/2016)

[3] CHRISTOFFER, Leidland Andersen. *Modeling, analysis and testing of the Steering system in a Formula Student car FS_UiS2013*. 113p. Thèse de Master : Génie mécanique : Norvège, University of Stavanger, printemps 2013.

<https://brage.bibsys.no/xmlui/bitstream/handle/11250/183062/Andersen,%20Christoffer%20Leidland.pdf?sequence=1> (15/04/2016)

[4] DMS Education, Enseignement général et technologique : DAE : Direction assistée électrique. Toulouse. 2007.

http://www.dmseducation.eu/direction-assistee-electrique-dae-xml-350_357-1030.html

(29/04/2016)

[5] RIACHE, Lakhdar, Conception des machines : Schéma cinématique minimale. Génie mécanique. Ecole polytechnique d'Alger. 2016.

[6] T.Gillespie. « Fundamentals of vehicle Dynamics », 1992, Society of Automotive Engineers (SAE).

[7] BOISSEAU, Philippe, La conception mécanique : Méthodologie et optimisation. Paris : Dunod, 2011. ISBN 978-2-10-05.

[8] ACHBY, Micheal F. Choix des matériaux en conception mécanique. Dunod. Paris. 2004. 480p. Technique et ingénierie. Matériaux. ISBN 978-2-10-048451-5.

-
- [9] JEAN, Carol. Résistance des Matériaux appliquée à la Construction des Machines Tome 1. Paris : Librairie polytechnique Ch. Béranger. 1909. 477p.
- [10] BOISSEAUX, Maurice. L'automobile, calcul des organes : châssis, transmission, direction, suspension, freinage. Paris : Dunod. 1966. 291p.
- [11] Catalogue des normes algériennes. <https://fr.scribd.com/doc/73151547/Catalogue-Normes-Algerienne> (02/05/2016)
- [12] SABATIER, Guillaume. Manuel de construction mécanique 3^e édition. Paris :Dunod. 2013. ISBN 978-2-10-059464-1.
- [13] Norme française. NF-E22-604. Accouplement - Transmission à cardan industrielle – fixation par brides. Août 1985.
- [14] MAITRA, Gitin M. Handbook of gear design. Tata McGraw-Hill Education 1994 – 536p.
- [15] Sorelmetal. Fonte à graphite sphéroïdal : l'Alliage coulé : du passé du présent de l'avenir. 10^e édition. Condensé pour les ingénieurs de projets. <http://www.sorelmetal.com/fr/publi/Deddi/Deddi-Fr.pdf> (09/05/2016)
- [16] BOUAZIZ, Mohammed. Construction mécanique : Transmission de puissance. Ecole polytechnique d'Alger. 2015
- [17] Renault Symbol Thalia. Fiche technique. http://www.auto-data.net/en/?f=showCar&car_id=10658 (11/05/2016)
- [18] HENRIOT, Georges. Engrenages : conception, fabrication, mise en œuvre. Paris: Dunod. 1999. 875p. Technique et ingénierie. ISBN 978-2-10-003903-6.
- [19] Sergio Lagomarsino, Chiara Calderini, "The dynamical identification of the tensile force in ancient tie-rods", Department of Structural and Geotechnical Engineering, University of Genoa, Via Montallegro 1, 16145 Genova, Italy, 17 January 2005.
- [20] MASCLE, Christian. Fabrication avancée et méthodes industrielle Tome 2 : du dossier produit au dossier fabrication. Paris : Dunod. 2013. 499p. ISBN 978-2-553-01650-9.
- [21] CHEVALIER, Andre. Guide du dessinateur industriel : pour maîtriser la communication technique. France : Hachette Supérieur. 2003. 334p. ISBN 978-2011688316.

ANNEXES

Annexe A.

Détermination du temps de coupe t_c et du temps secondaire t_s [20].

$$t_c = \frac{L \times i}{f_m} \quad f_m = f \times n \quad (\text{A.1})$$

L = trajectoire calculée moyenne parcourue par un outil (mm)

f_m = avance de l'outil (mm/min)

f = avance de l'outil (mm/tr ou mm)

n = fréquence de rotation de la pièce (tr/min ou 1/min)

i = nombre de passes de l'outil

$$L = l_{ap} + l_{eng} + l_p + l_{dég} \quad (\text{A.2})$$

l_{ap} = distance d'approche de l'outil à fin d'éviter un choc.

l_{eng} = longueur de l'engagement de l'outil

l_p = longueur de la surface à usiner selon le dessin de définition de la pièce

$l_{dég}$ = longueur de dégagement de l'outil

Tournage.

$$t_c = \frac{L \times i}{f \times n} \quad (\text{A.3})$$

Perçage

$$t_c = \frac{\pi d_p L}{1000 V f} \quad (\text{A.4})$$

V = Vitesse de coupe.

d_p = Diamètre de perçage.

Mortaisage.

$$t_c = \frac{b_p \times l_p \times k_{mr}}{1000V_{ct} \times f_b} \quad (\text{A. 5})$$

k_{mr} = coefficient de la marche de retour.

Fraisage.

$$t_c = \frac{L}{f_m} \times i \quad f_m = f_z \times n \times z \quad (\text{A. 5a})$$

$$l_{dég} = \sqrt{a_p(D_{fr} - a_p)} \quad (\text{A. 5b})$$

D_{fr} = Diamètre de la fraise.

a_p = profondeur de passe.

Taillage des engrenages.

$$t_c = \frac{(j \times b_p + l_{eng} + l_{dég})z}{n \times f_{ax} \times z'_{fr}} \quad (\text{A.6})$$

j = nombre de roues taillées simultanément

b_p = largeur de la roue à tailler (mm)

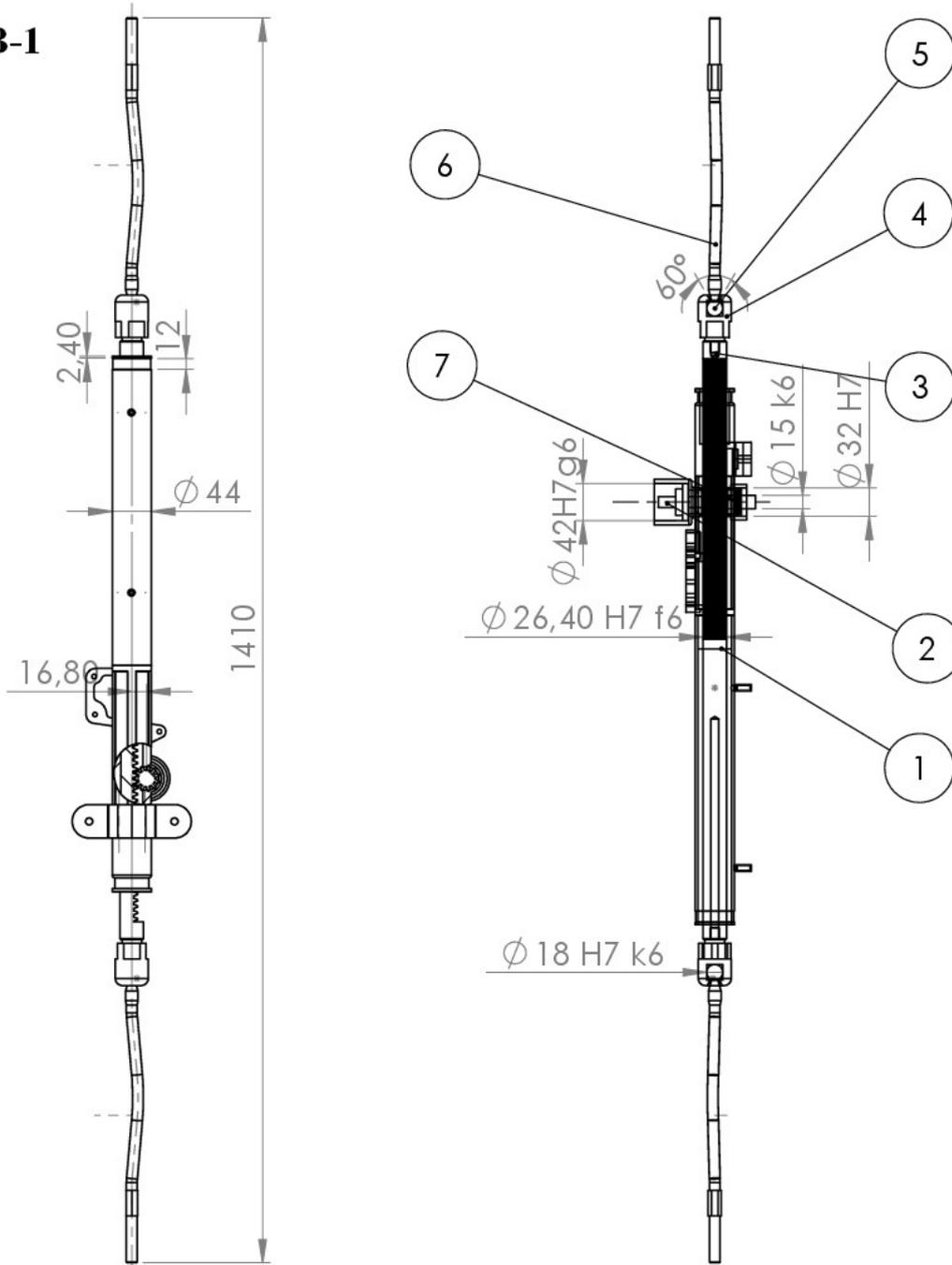
z = nombre de dents de la roue à tailler

n = fréquence de rotation de la fraise-mère (1/min)

f_{ax} = avance axiale de la fraise

z'_{fr} = nombre de filets de la fraise.

Annexe B-1



N°	Designation	Quantité	Matière	Obs	Référence
1	Porte Crémaillère	1	EN-GJL 150	Moulé	ENPKBS01-01
2	Arbre-Pignon	1	EN-GJS 450-10	-	ENPKBS01-02
3	Crémaillère	1	XC40		ENPKBS01-03
4	Accouplement	2	C45	Moulé	ENPKBS01-04
5	Rotule	2	S235	Forgé	ENPKBS01-05
6	Biellette de direction	2	35NCD6	Forgé	ENPKBS01-06
7	SKF 3840 (32x15x8)	1	(Multi)		ENPKBS01-07



Dessiné par: A.ELOUNEG

28-05-2016

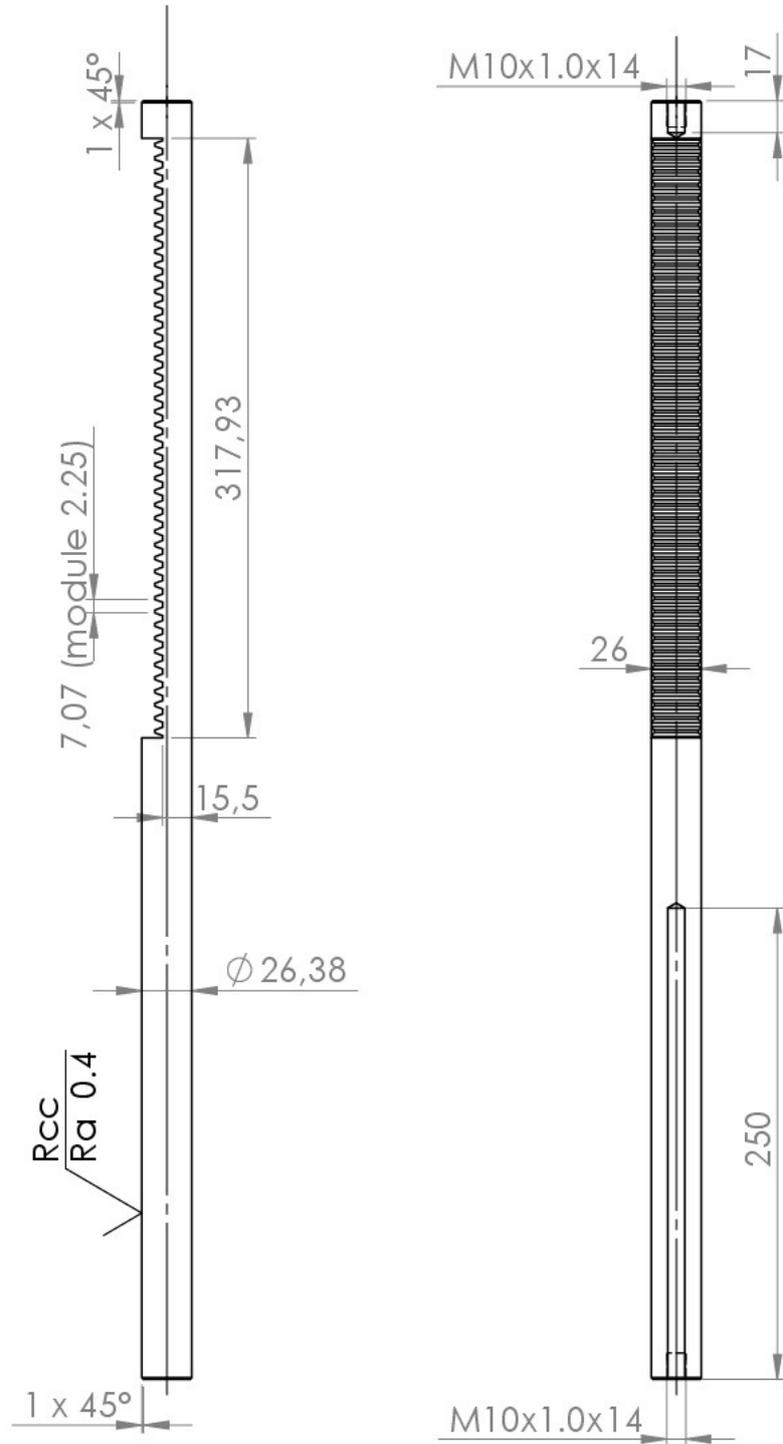
ECHELLE 1:8




Dossier: KIT SYSTÈME DE DIRECTION
 Designation: KIT ASSEMBLÉ
 Référence: ENPKBS01

ENP ALGER - KBS - BOUDIS

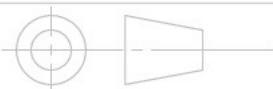
Annexe B-2



⊙ 0.01

∠ 0.02

// 0.1



Dessiné par: A.ELOUNEG

28-05-2016

ECHELLE 1:4

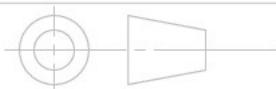
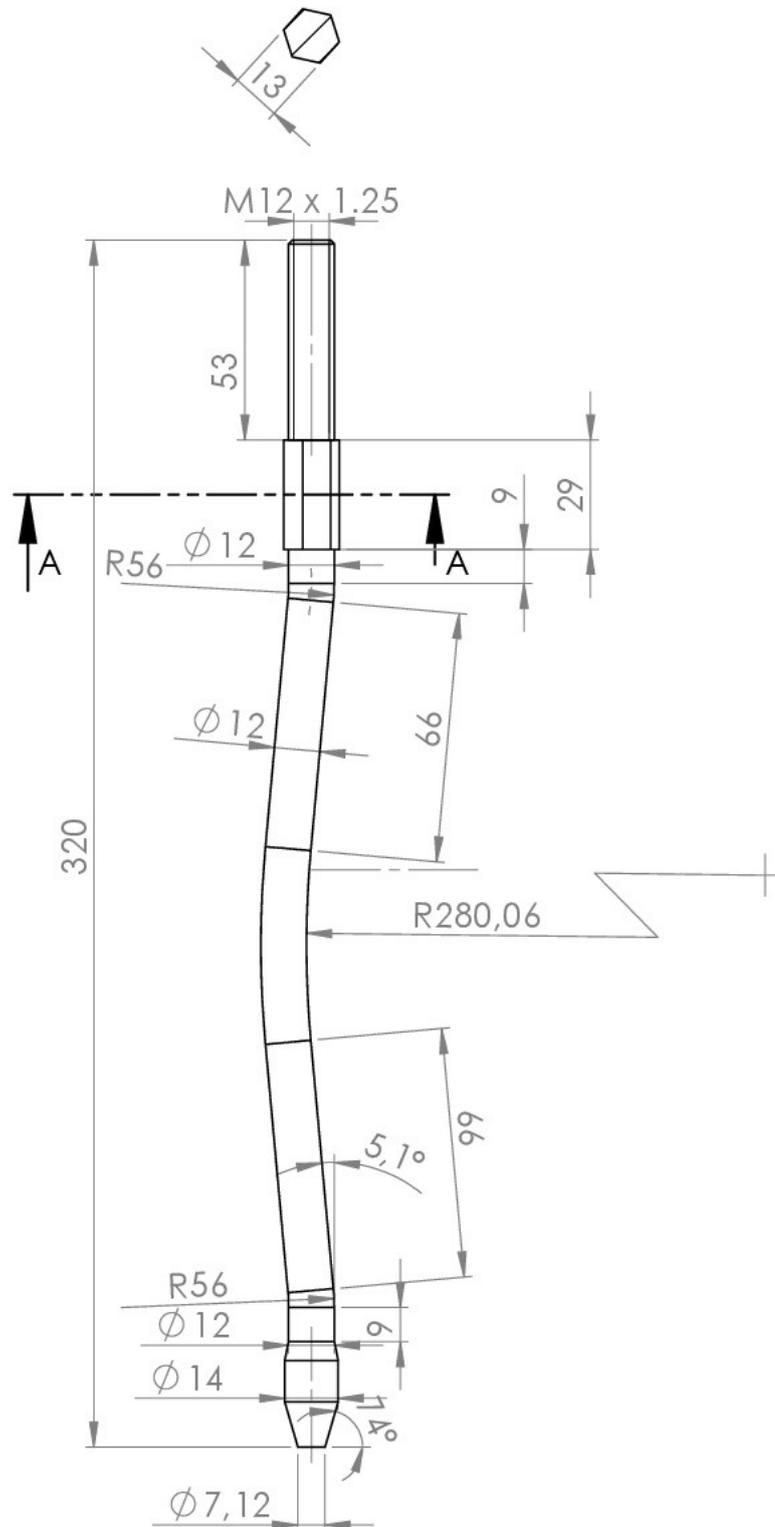


Dossier: KIT SYSTÈME DE DIRECTION
 Designation: Crémaillère
 Référence: ENPKBS03

ENP ALGER - KBS - BOUDIS

Annexe B-3

COUPE A-A



Dessiné par: A.ELOUNEG

28-05-2016

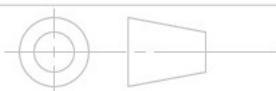
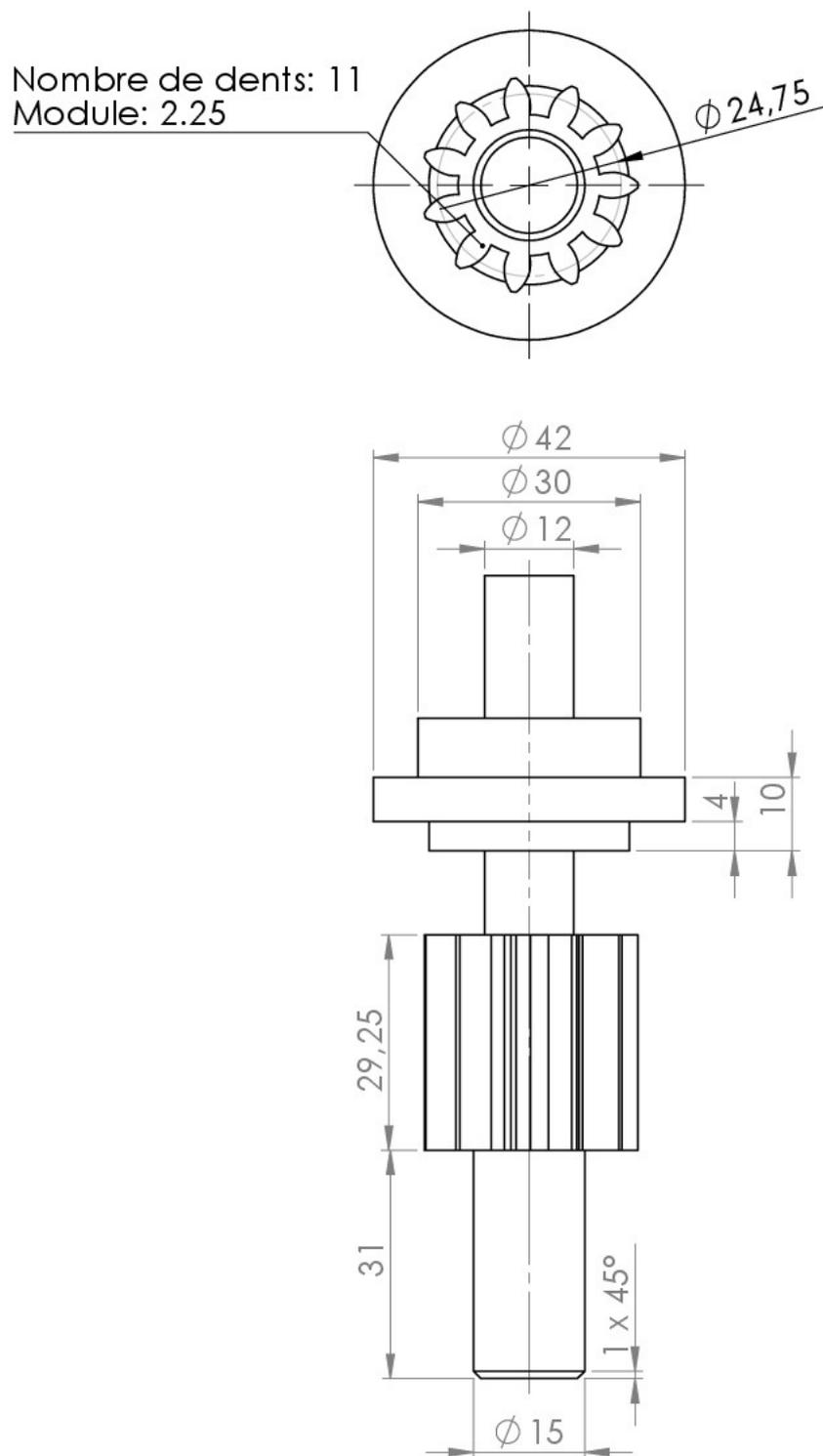
ECHELLE 1:4

Ets.  KBS

Dossier: KIT SYSTÈME DE DIRECTION
 Designation: Biellette de direction
 Référence: ENPKBS0106

ENP ALGER - KBS - BOUDIS

Annexe B-4



Dessiné par: A.ELOUNEG

28-05-2016

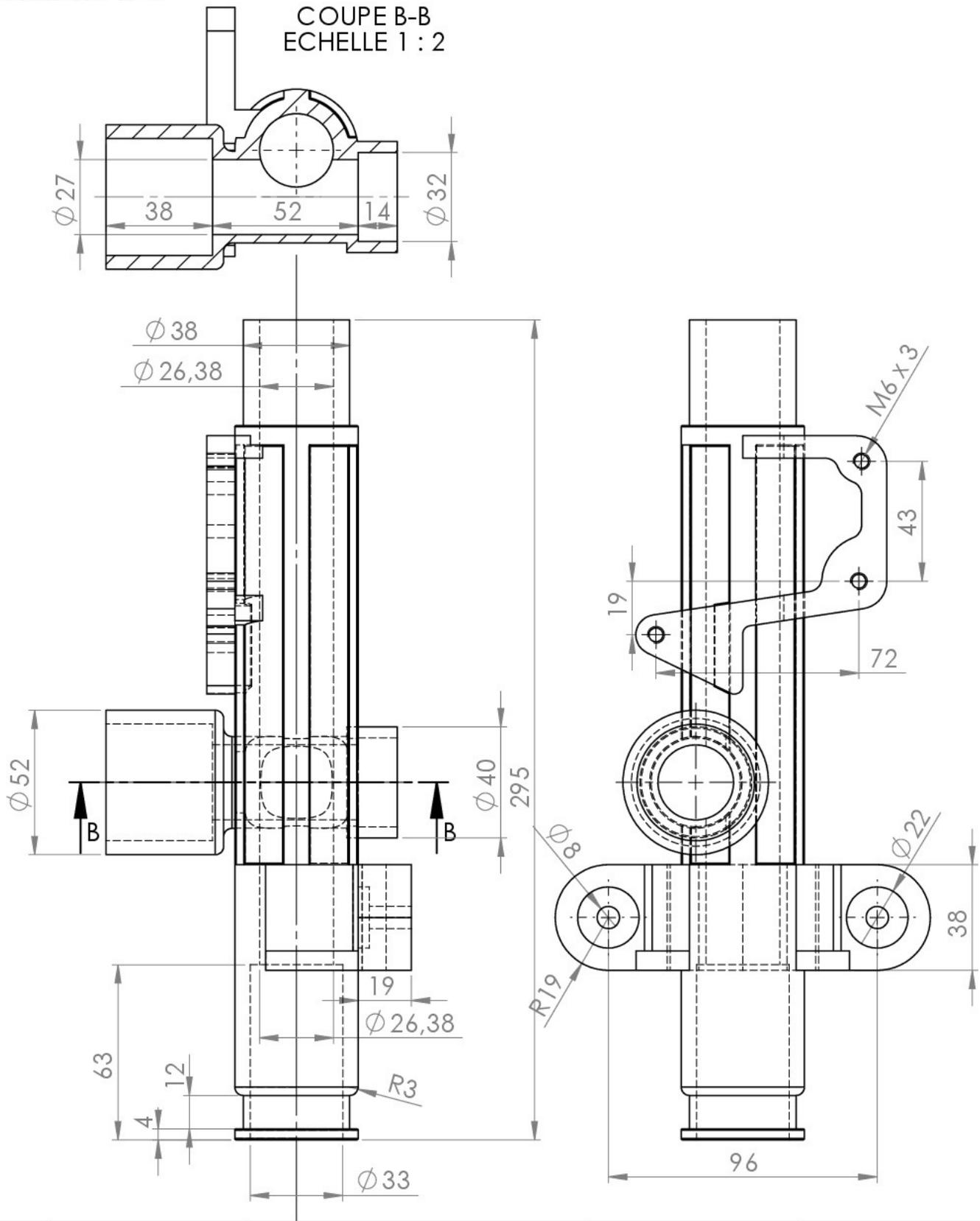
ECHELLE 1:1



Dossier: KIT SYSTÈME DE DIRECTION
Designation: Arbre pignon
Référence: ENPKBS0102

ENP ALGER - KBS - BOUDIS

Annexe B-5



Dessiné par: A.ELOUNEG

28-05-2016

ECHELLE 1:2



Dossier: KIT SYSTÈME DE DIRECTION
Designation: Porte-crémaillère
Référence: ENPKBS0101

ENP ALGER - KBS - BOUDIS