

République Algérienne démocratique et populaire
Ministre de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique
Ecole Nationale Polytechnique d'Alger
Département de Génie Mécanique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique

Mémoire de fin d'étude

Pour l'obtention du diplôme
d'ingénieur d'état en Mécanique

THEME :

***Etude d'un système de correction de portée d'un phare
automobile par SolidWorks***

Encadré par :

Mr. L. RIACHE

Présenté par :

A. BOUSSANDEL

Juin 2011

E.N.P 10, Avenue Hassen-Badi, EL HARRACH, ALGER

Dédicace

Je dédie ce travail à

A ceux qui n'ont jamais cessé de m'encourager et de me soutenir, à ceux qui leur amour m'a donné la volonté d'aller toujours de l'avant,

A mes très chers parents, que Dieu les protège

A ma chère sœur et mon très cher frère

A toute la famille BOUSSANDEL et à tous mes amis.

Abdelaziz

Remerciements

Je remercie DIEU tout puissant qui m'a donné le courage, la force et la volonté pour réaliser ce modeste travail.

Mes remerciements à mon promoteur Monsieur RIACHE, pour ses conseils et son disponibilité.

Mes sincères remerciements à Monsieur MADANI et à Monsieur GUERGUEB qui m'ont fait l'honneur de juger mon travail.

Mes remerciements également à tous les enseignants qui ont participé à ma formation, à tous les employés de la bibliothèque de l'Ecole.

Je tiens également à remercier tous mes amis et mes camarades de la promotion, et tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la bonne réalisation de ce travail.

ملخص

الهدف من هذا البحث هو دراسة نظام تصحيح اتجاه أضواء السيارات . الهدف من نظام تصحيح اتجاه أضواء السيارات هو السماح للسائق بضبط وتعديل الأشعة المنبعثة من أضواء سيارته من داخل سيارته. وتم رسم و تجميع كل قطعة من قطع هذا النظام بعد الدراسة النظرية لمختلف مكوناته بواسطة برنامج التصميم من خلال الإعلام الآلي السوليدوركس. **الكلمات المفتاح:** السوليدوركس ,برغي بدون نهاية ,برغي صامولة ,مسننات.

Résumé

L'objectif de ce projet est l'étude d'un système de correction de portée d'un phare automobile. Le système de correction de portée a pour but de permettre au conducteur de régler les faisceaux lumineux de ses phares à partir de l'habitacle.

Le dessin et l'assemblage de chaque pièce sont faits, après l'étude théorique de tous ses organes, par le logiciel « SolidWorks ».

Mots clés : SolidWorks, vis sans fin, vis-écrou, engrenages,

Abstract

The objective of this project is the study of a system of correction range of a flagship car. The correction system range is designed to allow the driver to adjust the light beams from the headlights of the car.

The design and assembly of each piece is made after the theoretical study of all its organs, by software "SolidWorks".

Key words: SolidWorks, worm gear, screw ,the gears

Sommaire

| | |
|--|-----------|
| Introduction générale | 1 |
| <hr/> | |
| Chapitre I : description de système de correction de portée de phare..... | 4 |
| <hr/> | |
| I.1. Introduction | 5 |
| I.2. Organe constitutifs du système de correction de portée de phare automobile..... | 5 |
| I.2.1 Correcteur de phare | 6 |
| I.2.2. Molette de réglage | 8 |
| I.2.3. Carte électronique | 8 |
| I.2.4. Bloc d'orientation | 8 |
| <hr/> | |
| Chapitre II : Analyse fonctionnel du correcteur de phare..... | 9 |
| <hr/> | |
| II.1. Diagramme des inter-acteurs..... | 10 |
| II.2. Liste des fonctions de services..... | 10 |
| II.3. Description des fonctions techniques..... | 11 |
| II.3.1. La fonction technique <i>FP1</i> | 11 |
| II.3.2. La fonction technique <i>FP2</i> | 12 |
| II.3.3. La fonction technique <i>FC3</i> | 12 |
| II.3.4. La fonction technique <i>FC4</i> | 13 |
| II.3.5. La fonction technique <i>FC5</i> | 14 |
| II.3.6. La fonction technique <i>FC7</i> | 14 |
| II.3.7. La fonction technique <i>FC8</i> | 14 |
| <hr/> | |
| Chapitre III : Calcul cinématique du correcteur de phare..... | 15 |
| <hr/> | |
| III.1. Introduction | 16 |
| III.2. Schéma cinématique globale du correcteur de phare..... | 16 |
| III.2.1. Mode motorisé | 16 |
| III.2.2. Mode manuel..... | 17 |
| III.3. Isostatisme du système | 19 |
| III.3.1. Réglage manuel (<i>liaison pivot glissant de la tige 10</i>)..... | 19 |
| III.3.2. Réglage motorisée (<i>liaison glissière de la tige 10</i>) | 20 |
| III.4. Système vis-écrou | 21 |
| III.4.1. Expression des vitesses au contact vis-écrou..... | 21 |
| III.5. Roue et vis sans fin..... | 23 |
| III.5.1. Principe | 23 |
| III.5.2. Caractéristiques géométriques..... | 24 |
| III.5.3. Rendement..... | 25 |
| III.5.4. Réversibilité – Irréversibilité..... | 25 |
| III.6. Engrenages coniques..... | 25 |
| III.6.1. Introduction | 25 |
| III.6.2. Engrenages coniques droits | 25 |
| <hr/> | |

Chapitre IV : calculs dynamique du correcteur de phare.....29

| | |
|--|----|
| IV.1. schéma cinématique minimal dans le plan (A, \vec{x},\vec{z}) du 10,14,15 et 16..... | 30 |
| IV.2. calcul de la vitesse de translation de l'axe de sortie | 30 |
| IV.3. calcul la puissance axiale de l'axe de sortie au point D (P_D)..... | 31 |
| IV.3.1. Calcul du moment d'inertie J_{AY} | 32 |
| IV.4. Calcul des paramètres de la liaison hélicoïdale (10/7)..... | 34 |
| IV.4.1. Calcul de la vitesse de rotation de l'axe de sortie (ω_{10})..... | 34 |
| IV.4.2. Calcul du couple de torsion | 34 |
| IV.4.3. Calcul du diamètre à la racine de la vis sans fin de l'axe de sortie..... | 35 |
| IV.4.5. Longueur de l'écrou afin d'éviter le cisaillement | 35 |
| IV.5. Calcul des paramètres de la liaison hélicoïdale (6/7)..... | 36 |
| IV.5.1. Calcul du diamètre à la racine de la vis sans fin de monchon filété..... | 36 |
| IV.5.2. Longueur de l'écrou afin d'éviter le cisaillement..... | 37 |
| IV.6. Dimensionnement de l'engrenage à roue et vis sans fin (6/5)..... | 38 |
| IV.6.1. Calculons la vitesse de rotation de ω_6 | 38 |
| IV.6.2. Calculons l'effort F_6 | 38 |
| IV.6.3. Calculons le module m_n en utilisant la formule de Lewis..... | 39 |
| IV.6.4. Dimensionnement de l'arbre 6..... | 40 |
| IV.7. Dimensionnement de l'engrenage à roue et vis sans fin (5/4)..... | 44 |
| IV.7.1. Calculons l'effort F_6 | 44 |
| IV.7.2. Calculons le module m_n en utilisant la formule de Lewis..... | 45 |
| IV.8. Dimensionnement de l'arbre 5..... | 46 |

Chapitre V : étude technologique.....50

| | |
|---|----|
| V.1. Introduction..... | 51 |
| V.2. Définition de la CAO..... | 51 |
| V.2.1. Les avantages et les inconvénients de la CAO..... | 51 |
| V.3. Définition du SolidWorks..... | 51 |
| V.3.1. Les différentes utilisations de SolidWorks..... | 51 |
| V.3.2. Fonctionnement..... | 51 |
| V.4. Dessin de chaque pièce du correcteur de phare en 3D..... | 51 |
| V.5. Assemblage des pièces du correcteur de phare | 51 |

Conclusion générale.....63

Liste des figures

| | |
|---|----|
| <i>Fig. I.1 : variation d'inclinaison de l'axe du faisceau lumineux produit par les phares du véhicule</i> | 5 |
| <i>Fig. I.2 : système de correction de portée d'un phare automobile</i> | 6 |
| <i>Fig. I.3 : correcteur de phare</i> | 6 |
| <i>Fig. I.4 : correcteur de phare d'une Mégane II</i> | 7 |
| <i>Fig. I.5 : correcteur de phare en vue éclaté</i> | 7 |
| <i>Fig. I.6 : molette de réglage d'une Renault Mégane</i> | 8 |
| <i>Fig. I.7 : carte électronique de correcteur de phare Valeo</i> | 8 |
| <i>Fig. I.8: bloc optique d'une Renault Laguna II</i> | 8 |
| <i>Fig. II.1 : diagramme des inter-acteurs pour un correcteur de phare</i> | 10 |
| <i>Fig. III.1 : Schéma cinématique globale du correcteur de phare</i> | 16 |
| <i>Fig. III.2 : correcteur de phare sans les deux boîtiers</i> | 17 |
| <i>Fig. III.3 : schéma cinématique pour le mode motorisé</i> | 17 |
| <i>Fig. III.4 : correcteur de phare sans boîtiers</i> | 18 |
| <i>Fig. III.5 : schéma cinématique pour le mode manuel</i> | 18 |
| <i>Fig. III.6 : ensemble de phare ,bielle et support du correcteur de phare</i> | 19 |
| <i>Fig. III.7 : schéma cinématique pour les éléments 10, 14,15 et 16</i> | 20 |
| <i>Fig. III.8 : Vis. Symbolisation de la liaison hélicoïdale</i> | 21 |
| <i>Fig. III.9 : Hélice hélicoïdale</i> | 22 |
| <i>Fig. III.10 : engrenage à roue et vis sans fin</i> | 23 |
| <i>Fig. III.11 : caractéristiques géométriques d'un couple d'engrenages à roue et vis sans fin</i> | 23 |
| <i>Fig. III.12 : surfaces axoïdes</i> | 26 |
| <i>Fig. III.13 : diamètre moyen, diamètre primitif d'une roue conique droite</i> | 27 |
| <i>Fig. III.14 : engrenages coniques à axes orthogonaux</i> | 28 |
| <i>Fig. IV.1 : Schéma cinématique minimal dans le plan (A.\vec{x}.\vec{z}) du 16, 15,10 et 14</i> | 30 |
| <i>Fig. IV.2 : représentation des vitesses à la position extrême 1</i> | 30 |
| <i>Fig. IV.3 : représentation des forces sur le bloc d'orientation à la position extrême 0</i> | 32 |
| <i>Fig. IV.4 : liaison hélicoïdale (10/7)</i> | 34 |
| <i>Fig. IV.5 : la liaison hélicoïdale (6/7)</i> | 36 |
| <i>Fig. IV.6 : l'engrenage à roue et vis sans fin (6/5)</i> | 38 |
| <i>Fig. VI.7 : représentation des efforts sur l'arbre 6 dans le plan xAy</i> | 40 |
| <i>Fig. VI.8 : Diagrammes des moments fléchissant dans le plan xAy</i> | 41 |
| <i>Fig. VI.9 : représentation des efforts sur l'arbre 6 dans le plan xAz</i> | 42 |
| <i>Fig. VI.10 : Diagrammes des moments fléchissant dans le plan xAz</i> | 42 |

| | |
|--|----|
| <i>Fig. IV.11 : l'engrenage à roue et vis sans fin (5/4)</i> | 44 |
| <i>Fig. VI.12 : représentation des efforts sur l'arbre 5 dans le plan xAy</i> | 46 |
| <i>Fig. VI.13 : Diagrammes des moments fléchissant dans le plan xAy</i> | 47 |
| <i>Fig. VI.14 : représentation des efforts sur l'arbre 5 dans le plan xAz</i> | 48 |
| <i>Fig. VI.15: Diagrammes des moments fléchissant dans le plan xAz</i> | 48 |
| <i>Fig. V.1 : boîtier supérieur</i> | 52 |
| <i>Fig. V.2 : pignon de réglage</i> | 53 |
| <i>Fig. V.3 : roue dentée de renvoi</i> | 53 |
| <i>Fig. V.4 : axe de sortie</i> | 54 |
| <i>Fig. V.5 : manchon fileté</i> | 54 |
| <i>Fig. V.6 : roue dentée</i> | 55 |
| <i>Fig. V.7 : arbre roue vis</i> | 55 |
| <i>Fig. V.8 : vis sans fin</i> | 56 |
| <i>Fig. V.9 : axe moteur</i> | 56 |
| <i>Fig. V.10 : boîtier droit moteur</i> | 57 |
| <i>Fig. V.11 : boîtier gauche moteur</i> | 57 |
| <i>Fig. V.12 : Assemblage 1 (boîtier supérieur + pignon de réglage)</i> | 58 |
| <i>Fig. V.13 : Assemblage 2 (assemblage 1 +roue dentée de renvoi)</i> | 58 |
| <i>Fig. V.14 : Assemblage 3(assemblage 2+axe de sortie)</i> | 59 |
| <i>Fig. V.15 : Assemblage 4(assemblage 3+manchon fileté)</i> | 59 |
| <i>Fig. V.16 : Assemblage 5(assemblage 4+roue dentée)</i> | 60 |
| <i>Fig. V.17 : Assemblage 6(boîtier gauche +boîtier droit +axe moteur +vis sans fin)</i> | 60 |
| <i>Fig. V.18 : Assemblage 7(assemblage 6+boîtier inférieur)</i> | 61 |
| <i>Fig. V.19 : Assemblage 8(assemblage 7+arbre roue vis)</i> | 61 |
| <i>Fig. V.20 : Assemblage 9(assemblage 8+assemblage 5)</i> | 62 |
| <i>Fig. V.21 : vue éclaté du correcteur de phare</i> | 62 |

Liste des tableaux

Tableau III.1 :

Caractéristiques de la roue et de la vis sans fin.....24

Tableau III.2 :

La réversibilité et l'irréversibilité pour les engrenages à roue et vis sans fin.....25

Tableau IV.1 :

Caractéristiques de la roue dentée (6) et la vis sans fin (5).....39

Tableau IV.2 :

Caractéristiques de la roue (5) et la vis sans fin (4).....45

Introduction générale

Introduction Générale

L'ensemble des modalités sensorielles, qu'elles soient visuelles, auditives, proprioceptives ou vestibulaires, contribue au bon fonctionnement de l'activité de conduite. Parmi toutes ces fonctions sensorielles, la conduite automobile serait principalement alimentée par la vision. Les chercheurs soutiennent que 80 à 90% de l'information utilisée pour la conduite provient de la vision. Autrement dit, nos deux yeux nous apportent 90% des informations nécessaires à la conduite automobile. En effet, la vision permet de consulter les instruments de bord et de repérer les stimuli internes et externes au véhicule. Tout au long de son trajet, le conducteur doit sélectionner l'information utile à l'intérieur d'un environnement routier riche en stimuli. A titre d'exemple, la signalisation routière permet à l'automobiliste d'adapter sa vitesse en fonction des limites en vigueur ou de se préparer à négocier une courbe prononcée.

La conduite de nuit ou dans des conditions de visibilité réduite dispose un défi spécial pour les conducteurs, puisque même la nuit ils doivent voir les panneaux de la route, les lignes de voie, les autres véhicules, les piétons, les animaux, et d'autres risques.

Près de tiers des accidents de la route se produisent la nuit, alors que la circulation nocturne représente seulement 10% de la circulation totale [1]. Ces statistiques des accidents routiers sont relativement stables d'une année sur l'autre. Elles montrent clairement l'enjeu que représente la circulation nocturne en termes de sécurité routière. Même si ce n'est pas le seul facteur en cause (on peut notamment citer l'alcool), l'absence d'éclairage naturel contribue largement au problème. En effet, la perte de visibilité qui en découle perturbe les performances et le comportement des usagers de la route de manière significative [2].

Pour pallier cette perte de visibilité et rendre possible la circulation de nuit, tous les véhicules sont réglementairement équipés de phares. En éclairant la route et les abords, ces sources lumineuses doivent permettre aux conducteurs d'anticiper des difficultés éventuelles et d'adapter leurs comportements. Idéalement, les phares devraient éclairer la route comme en plein jour, mais se pose le problème de l'éblouissement des autres usagers, et notamment des conducteurs circulant en sens inverse. Les feux de croisement, conçus pour maximiser la visibilité tout en minimisant l'éblouissement, sont une réponse à ce problème. Néanmoins, basés sur un compromis, ils ne constituent pas une panacée.

La visibilité mobilisable par les conducteurs en conditions nocturnes ne dépend toutefois pas uniquement des performances des phares. La route et ses équipements ont également un rôle important sur ce plan. De fait, la distance de visibilité figure en bonne place dans la doctrine technique relative à l'aménagement des routes. Néanmoins, s'il existe des systèmes permettant de relever la distance de visibilité géométrique le long d'un itinéraire, les gestionnaires ne disposent à ce jour d'aucun moyen pour caractériser la visibilité offerte aux usagers nocturnes sur leurs réseaux.

Les phares d'une voiture doivent permettre une bonne visibilité la nuit. Mais ils ne doivent pas éblouir les conducteurs qui arrivent en face. L'assiette d'un véhicule se modifie avec sa charge (Un bon réglage des phares à vide peut devenir un mauvais réglage une fois la voiture chargée), le profil de la route ou les conditions de conduite (phase de freinage ou d'accélération). Cette modification entraîne une variation d'inclinaison de l'axe du faisceau lumineux produit par les

Introduction Générale

phares du véhicule. Ceux ci peuvent alors éblouir d'autres conducteurs ou mal éclairer la chaussée et par conséquent des accidents routiers.

Plusieurs solutions ont été proposée pour résoudre ce problème, permet eux l'utilisation des pare-brises et des miroirs anti-éblouissement, augmentation de distance entre les lignes de démarcations et l'augmentation de la distance entre les véhicules, mais la solution la plus fiable et la plus rependue est celle d'utiliser un système de correction de portée de phare, ce système est devenu obligatoire dans les pays développé afin de diminuer le nombre des accidents en général et de limiter les accidents due à l'éblouissement.

Le système de correction de portée de phare automobile est un petit dispositif qui a pour but de Permettre au conducteur du véhicule, de régler la direction du faisceau lumineux des phares de son véhicule depuis l'habitacle en fonction de la répartition des charges et de Permettre aussi à un opérateur qualifié de régler la direction du faisceau lumineux des phares du véhicule pour être conforme à la loi.

Dans le but de faciliter au lecteur la compréhension de notre étude, notre travail a été partagé en deux parties à savoir :

La première partie, c'est une étude théorique de tout le système de correction de portée, nous avons donc commencé par une introduction générale puis une description du système en suite un calcul cinématique et finalement un calcul dynamique dont le dimensionnement de tous les organes de notre système.

La deuxième partie nous intéresse n'est pas moins essentielle que la première, elle concerne l'étude du système de correction de portée après l'étude (dessin de définition de chaque pièce, dessin en 3D de chaque pièce et finalement un assemblage de toutes les pièces pour former le système) à l'aide du logicielle de CAO, SOLIDWORKS, et nous avons terminé par une conclusion générale.

Chapitre I :
Description de système de correction de portée de phare

I.1. Introduction :

L'assiette d'un véhicule se modifie avec sa charge, le profil de la route ou les conditions de conduite (phase de freinage ou d'accélération). Cette modification entraîne une variation d'inclinaison de l'axe du faisceau lumineux produit par les phares du véhicule. Ceux-ci peuvent alors éblouir d'autres conducteurs ou mal éclairer la chaussée.

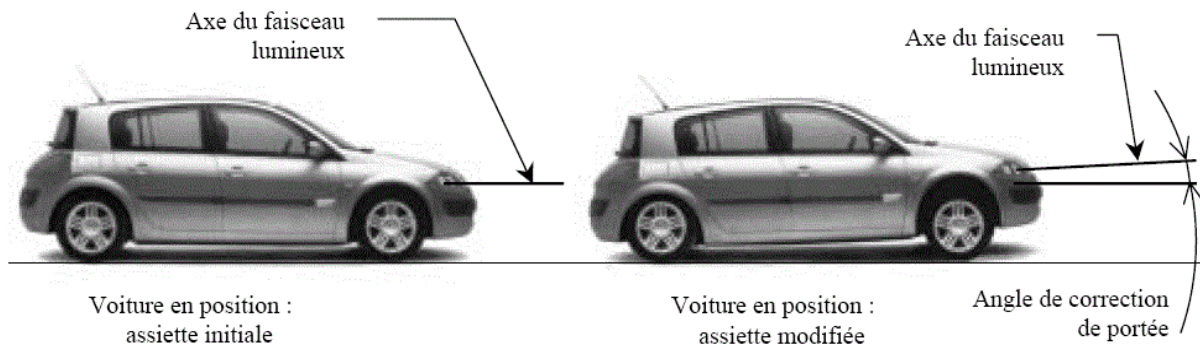


Fig. I.1 : variation d'inclinaison de l'axe du faisceau lumineux produit par les phares du véhicule [7].

Certaines voitures sont équipées de système de correction de portée. Ce système fait appel à des capteurs d'assiette reliés aux essieux avant et arrière du véhicule. Les données sont traitées électroniquement par un calculateur et transmises aux actionneurs situés derrière les projecteurs. La position du projecteur est ajustée en maintenant un angle de faisceau optimal évitant tout éblouissement et fournissant le meilleur éclairage de la route.

Le système étudié est un correcteur de portée statique, qui corrige la portée lorsque le véhicule est à l'arrêt et conserve cette correction lorsque le véhicule roule (le correcteur ne tient compte que de la variation d'assiette due à la charge) [7].

I.2. Organes constitutifs du système de correction de portée d'un phare automobile

Les organes constitutifs d'un système de correction de phare sont les suivants :

- Correcteur de phare
- Molette de réglage
- Carte électronique
- Bloc d'orientation

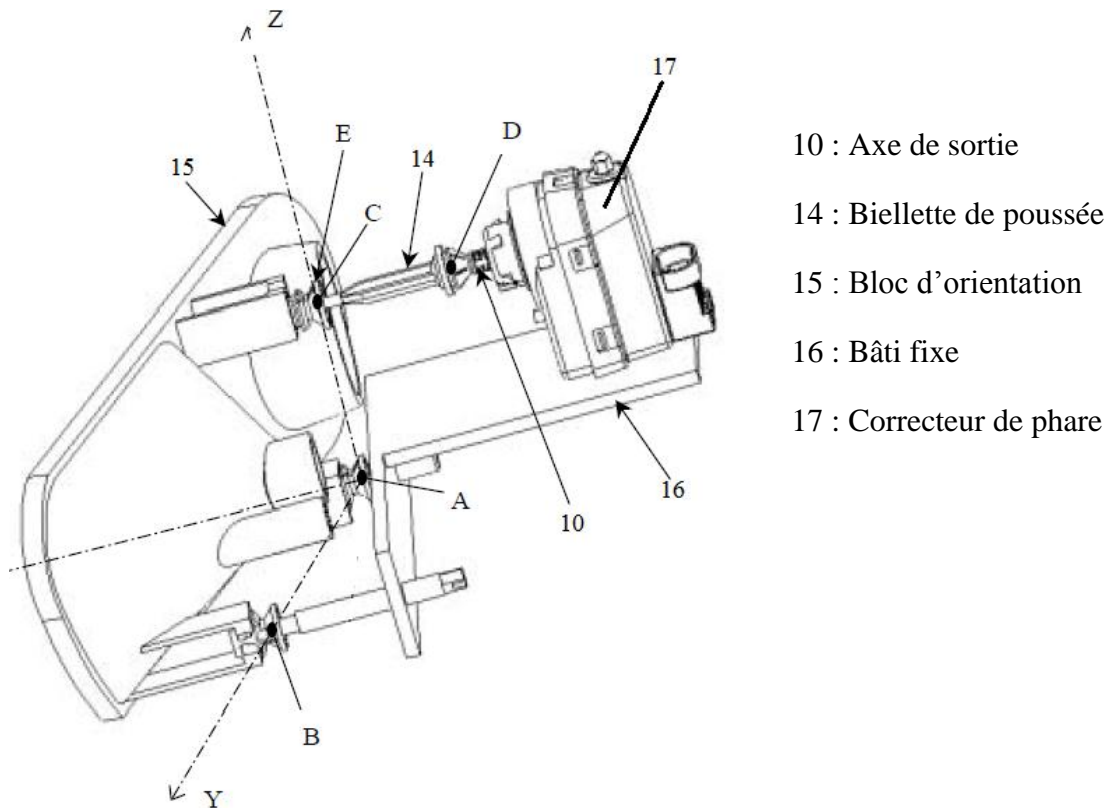


Fig. I.2 : système de correction de portée d'un phare automobile [7]

I.2.1 Correcteur de phare :

Le correcteur de phare est un petit appareil que l'on trouve sur les véhicules automobiles qui permet de gérer l'orientation des phares d'une voiture. Ce mécanisme est composé de deux chaînes cinématiques imbriquées l'une dans l'autre, la première permet le réglage du phare par un opérateur qualifié et la deuxième est motorisée par un moteur à courant continu, et pilotée par une carte électronique.

Celle-ci permet au conducteur de la voiture de régler les phares de la voiture.



Fig. I.3 : correcteur de phare [8].



Fig. I.4 : correcteur de phare d'une Mégane II [8].

I.2.1.1 Organes constitutifs du correcteur de phare :

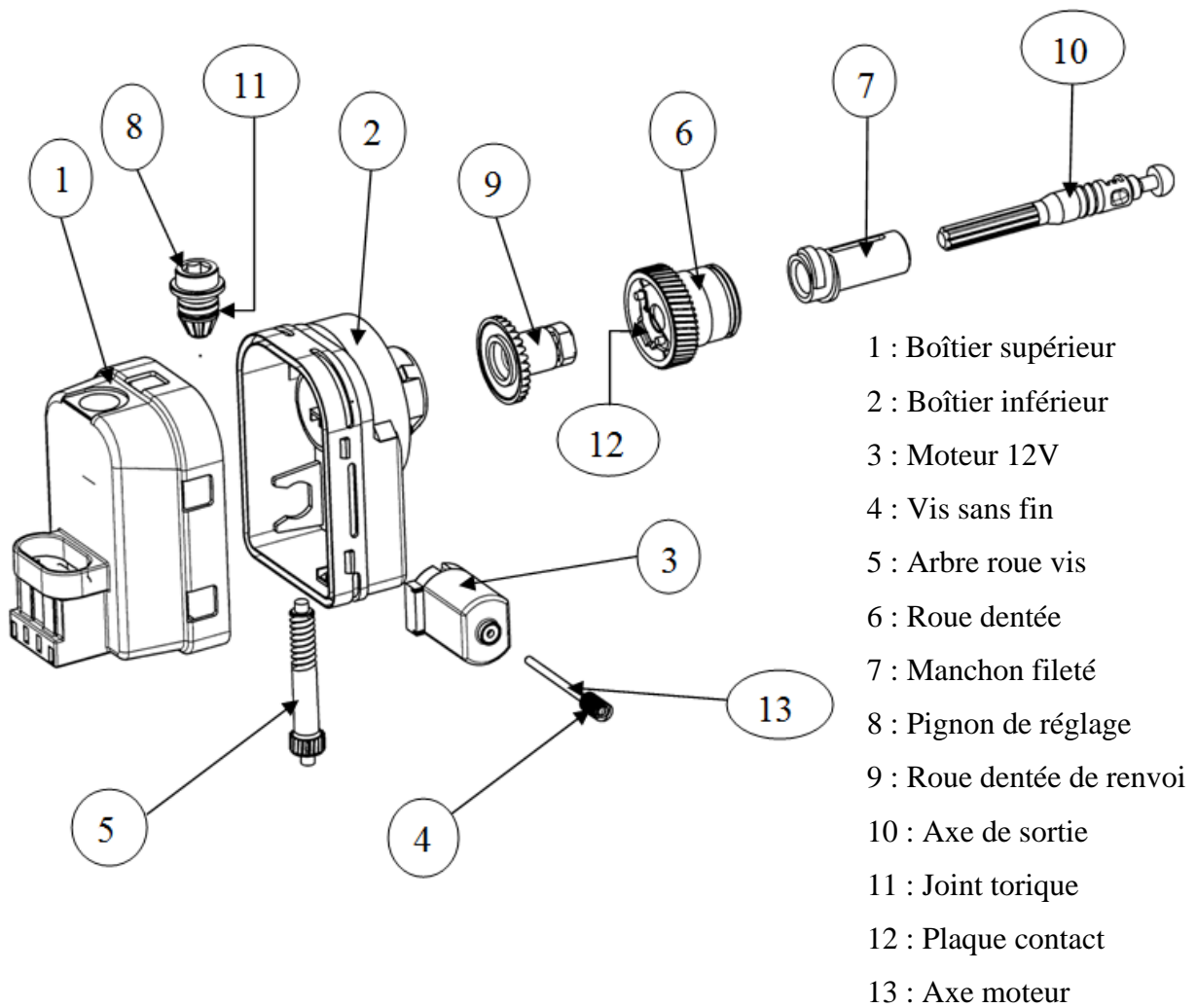


Fig. I.5 : correcteur de phare en vue éclaté [8].

I.2.2. Molette de réglage :

La molette de réglage est constituée de quatre positions de réglage pour l'orientation de faisceau vers le haut et vers le bas, généralement elle se situe à gauche de volant de conduire dans le tableau de bord de véhicules.

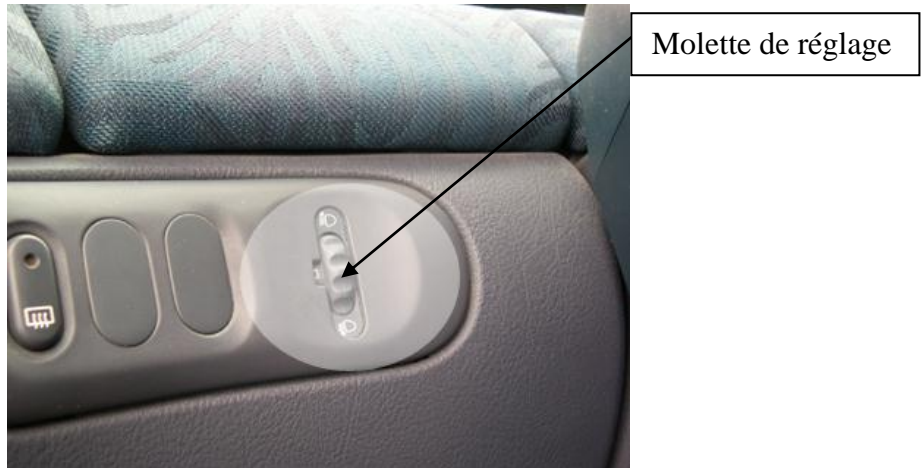


Fig. I.6 : molette de réglage d'une Renault Mégane

I.2.3. Carte électronique :

La carte électronique a pour but de piloter le moteur

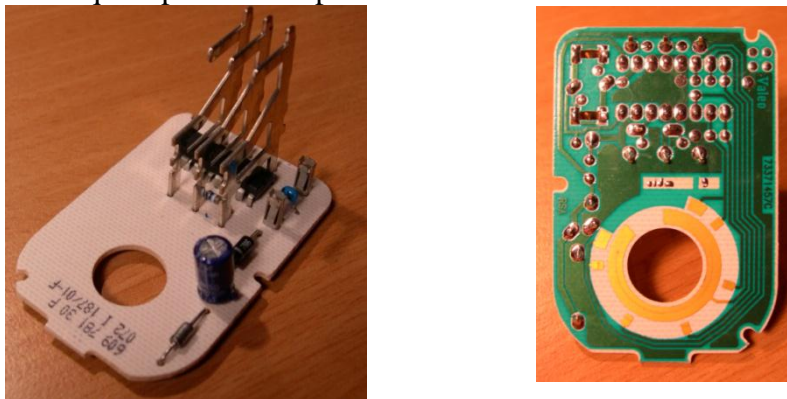


Fig. I.7 : carte électronique de correcteur de phare Valeo [8].

I.2.4. Bloc d'orientation (optique) :

Le bloc d'orientation supporte les différentes lampes du phare (codes, clignotants.). Il peut pivoter par rapport au support lié à la carrosserie autour d'un axe horizontal

Le bloc est protégé par une vitre liée à la carrosserie. Ce mouvement est motorisé grâce au correcteur de phare. Il existe aussi une possibilité de réglage manuel en sortie d'usine ou en cas de défaillance du système électrique.



Fig. I.8: bloc optique d'une Renault Laguna II.

Chapitre II :
Analyse fonctionnel du correcteur de phare

II.1. Diagramme des interacteurs

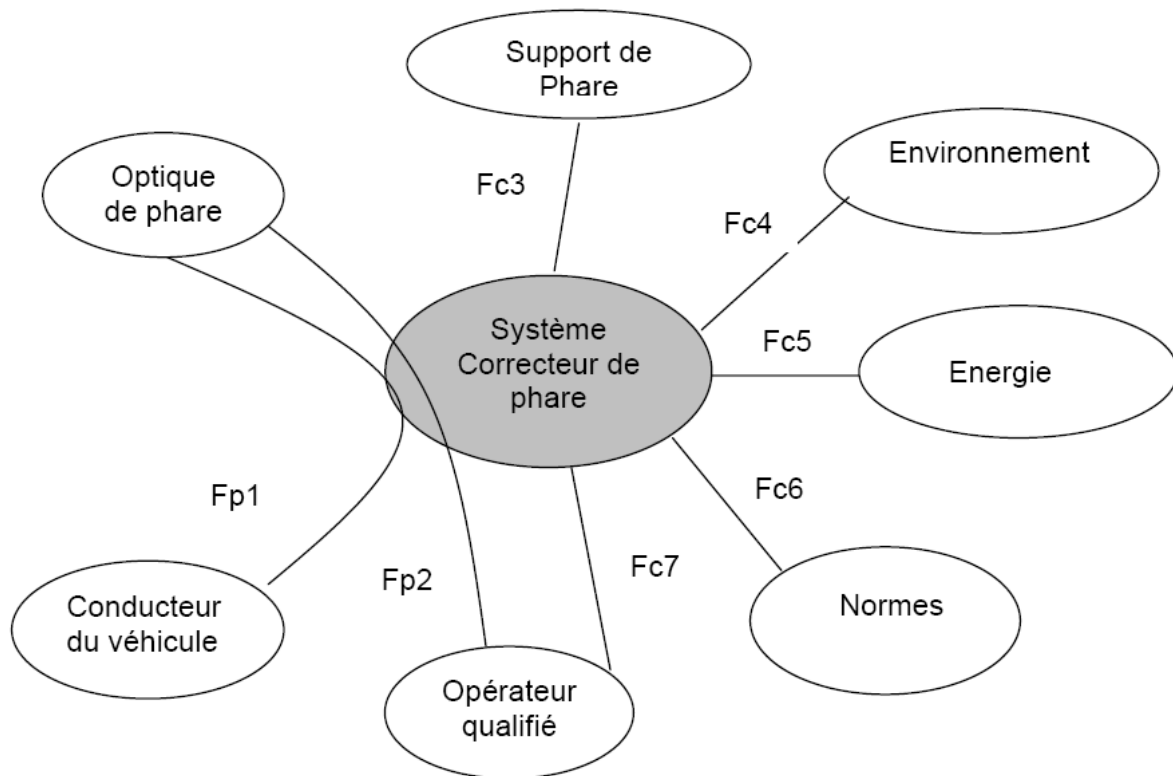


Fig. II.1 : diagramme des interacteurs pour un correcteur de phare

II.2. Liste des fonctions de services

❖ Fonctions principales

Fp1 : Permettre au conducteur du véhicule, de régler la direction du faisceau lumineux des phares de son véhicule depuis l'habitacle en fonction de la répartition des charges.

Fp2 : Permettre à l'opérateur qualifié de régler la direction du faisceau lumineux des phares du véhicule pour être conforme à la loi.

❖ Fonctions contraintes

Fc3 : S'adapter au support de phare.

Fc4 : Résister à l'environnement du véhicule : vibrations, température, projections d'eau, agressions chimiques.....

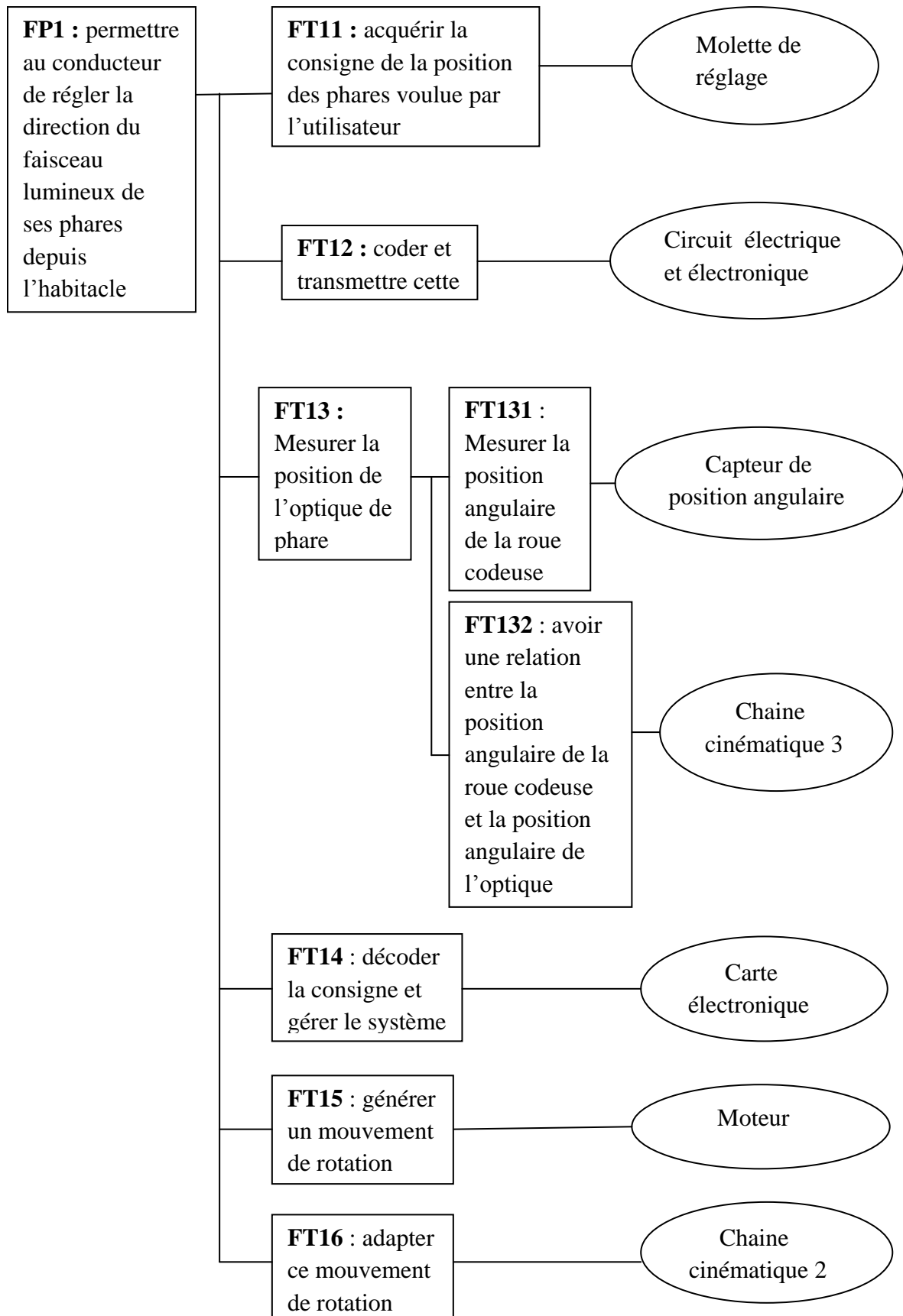
Fc5 : Utiliser l'énergie disponible dans le véhicule

Fc6 : Respecter les normes en vigueur

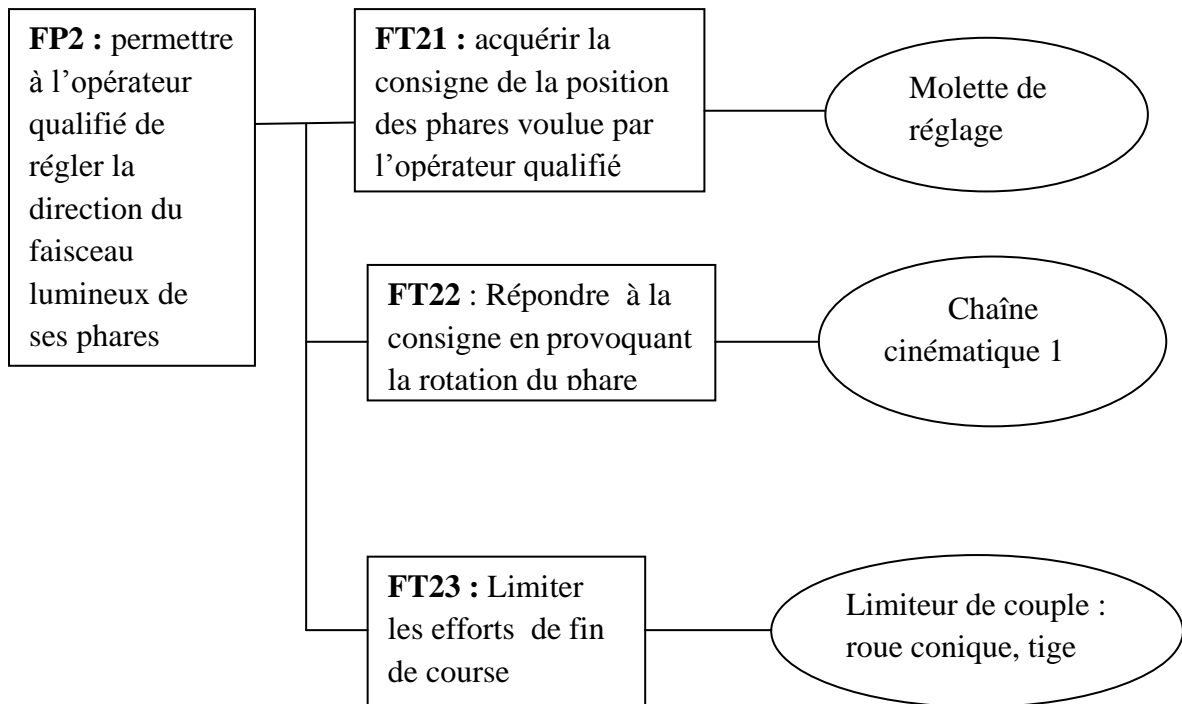
Fc7 : Etre accessible et interchangeable rapidement

II.3. Description des fonctions techniques

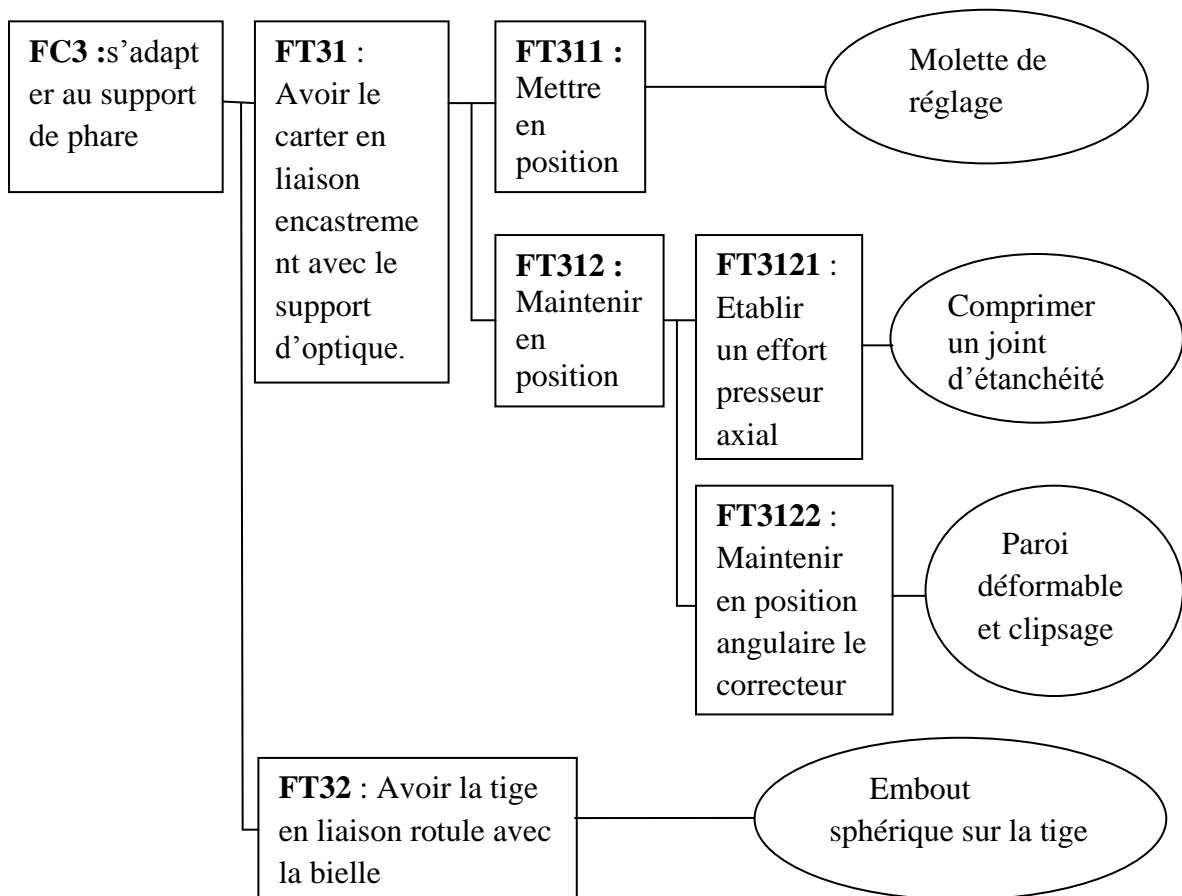
II.3.1. La fonction technique FP1 :



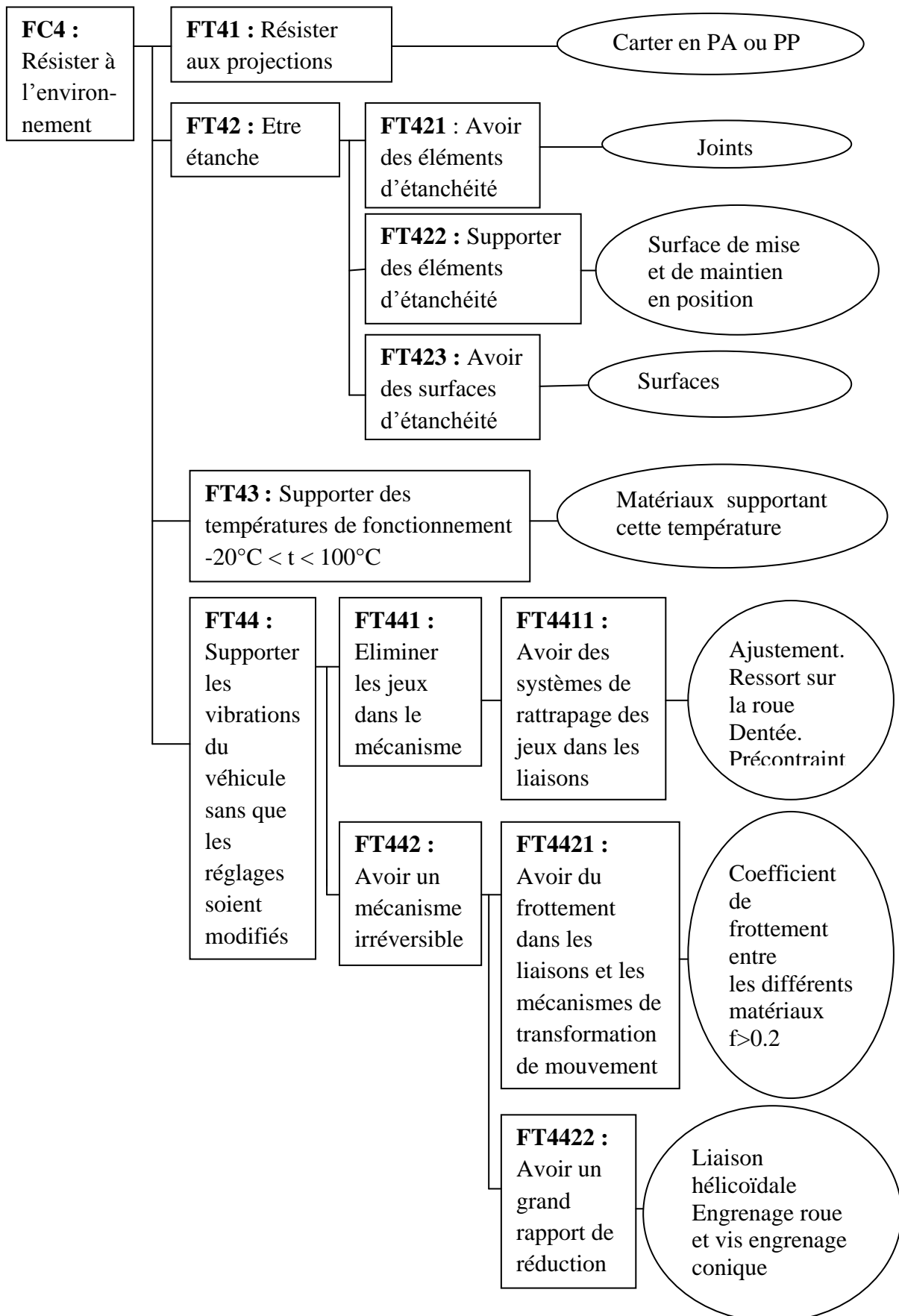
II.3.2. La fonction technique FP2 :



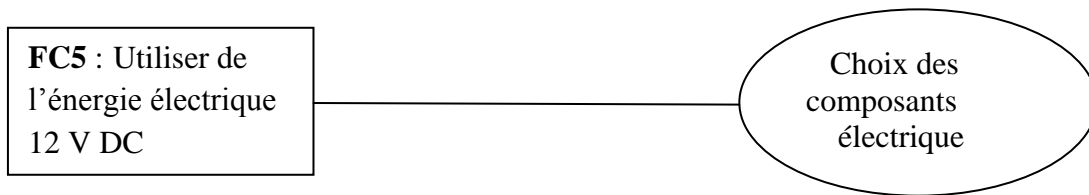
II.3.3. La fonction technique FC3 :



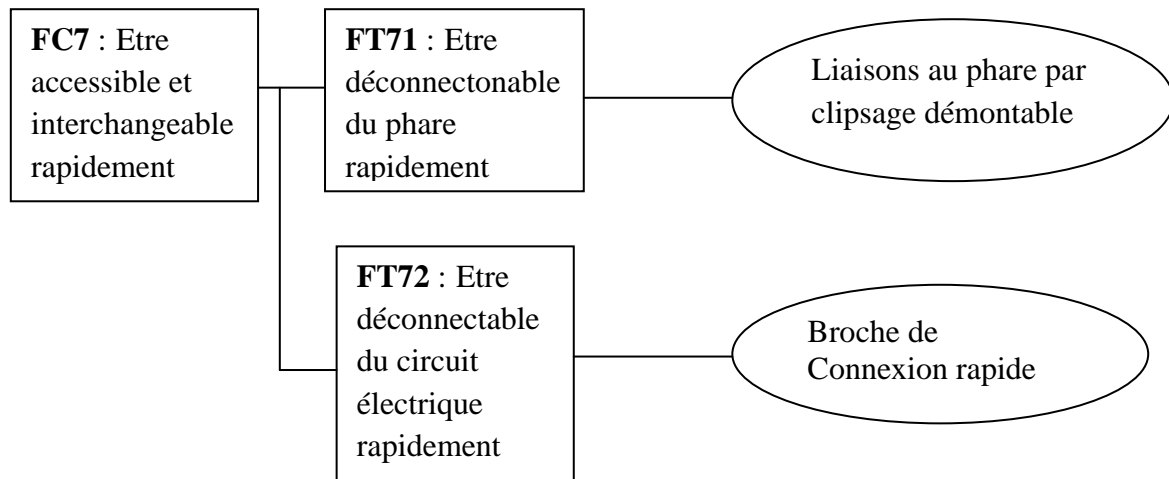
II.3.4. La fonction technique FC4 :



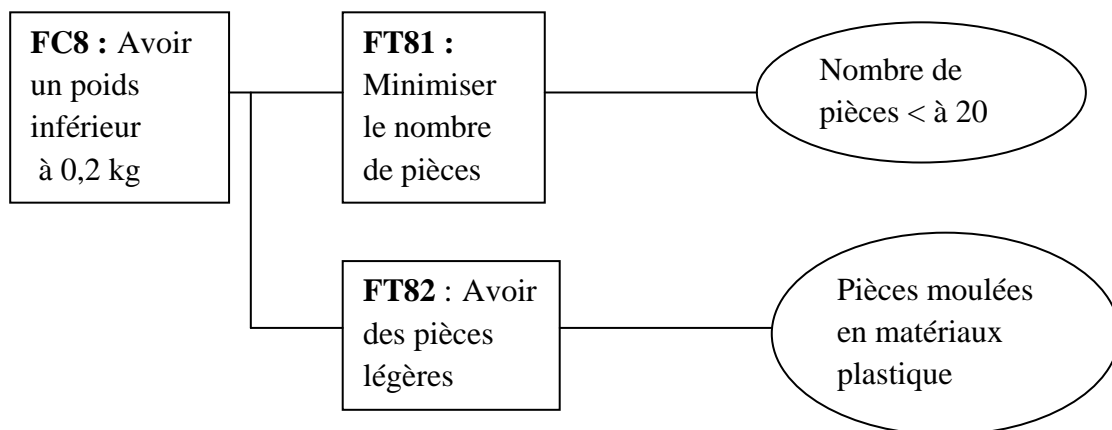
II.3.5. La fonction technique FC5 :



II.3.6. La fonction technique FC7 :



II.3.7. La fonction technique FC8 :



Chapitre III :
Etude cinématique du correcteur de phare

III.1. Introduction

Le correcteur de phare est composé de deux chaînes cinématiques imbriquées l'une dans l'autre, la première permet le réglage du phare par un opérateur qualifié et la deuxième est motorisée par un moteur à courant continu, et pilotée par une carte électronique.

III.2. Schéma cinématique globale du correcteur de phare

Le système est modélisé par le schéma cinématique globale (pour les deux modes manuel et motorisé) suivant :

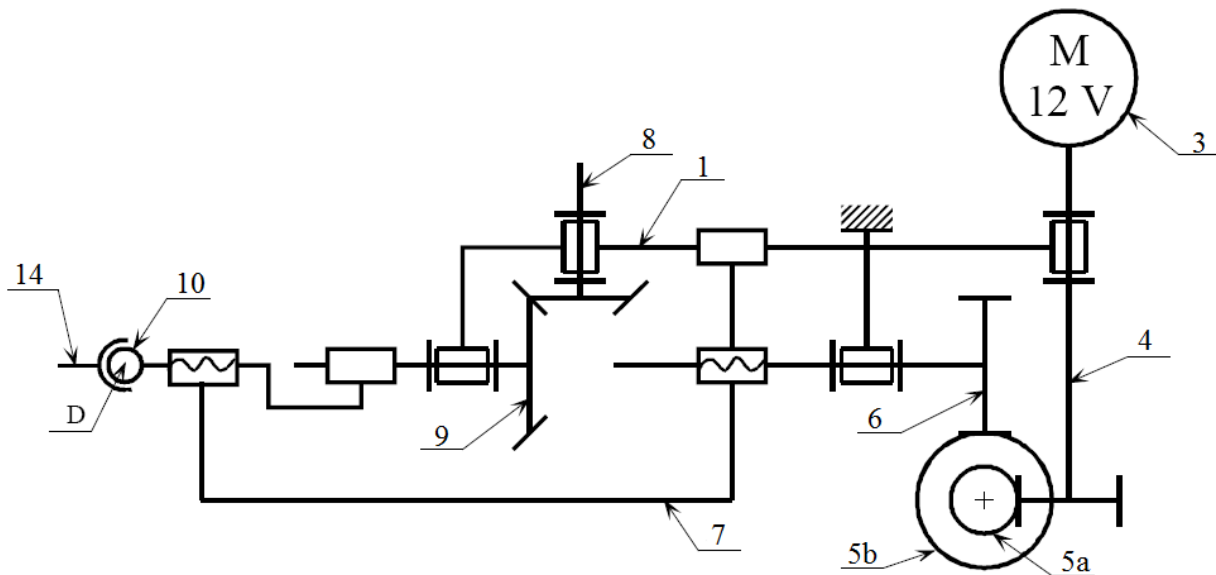


Fig. III.1 : Schéma cinématique globale du correcteur de phare

III.2.1. Mode motorisé

Le moteur 3 entraîne en rotation la vis sans fin 4 qui entraîne la roue 5a par un système roue et vis sans fin. La vis sans fin 5b entraîne à son tour la roue 6 par un autre système roue et vis sans fin. La rotation de 6 (pivot 6/2) entraîne par liaison hélicoïdale la translation (6/7) la pièce 7. La translation de 7 (glissière 7/2) entraîne la pièce 10 par la liaison (10/7).

Cet hélicoïdal est assimilable ici à une liaison complète : elle est sans doute irréversible, la translation de l'écrou (7) n'entraîne pas la rotation de la vis (10). La pièce 2 n'a donc aucune raison de tourner lorsque l'on n'actionne pas la commande manuelle, le frottement suffit sans doute à garantir son immobilité.

La translation de 10 (glissière 10/2) entraîne par rotule en D la pièce 14. La pièce 14 entraîne à son tour le bloque d'orientation, ce qui permet de changer l'orientation du faisceau lumineux des phares.

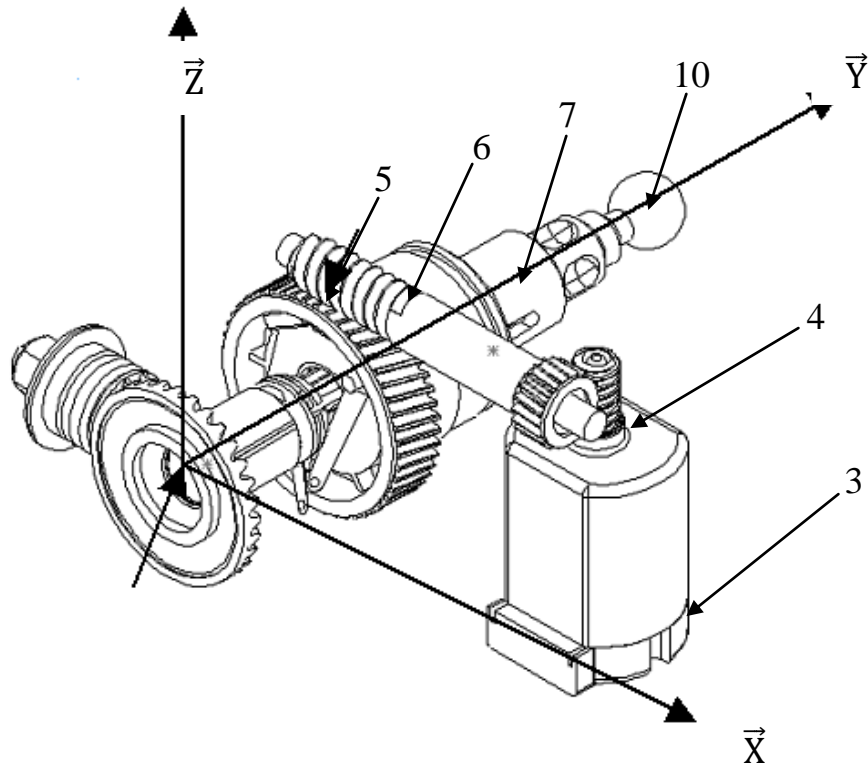


Fig. III.2 : correcteur de phare sans les deux boitiers [9].

- ❖ Le système fonctionnant en mode motorisée est modélisé par le schéma cinématique (en couleur bleu) suivant :

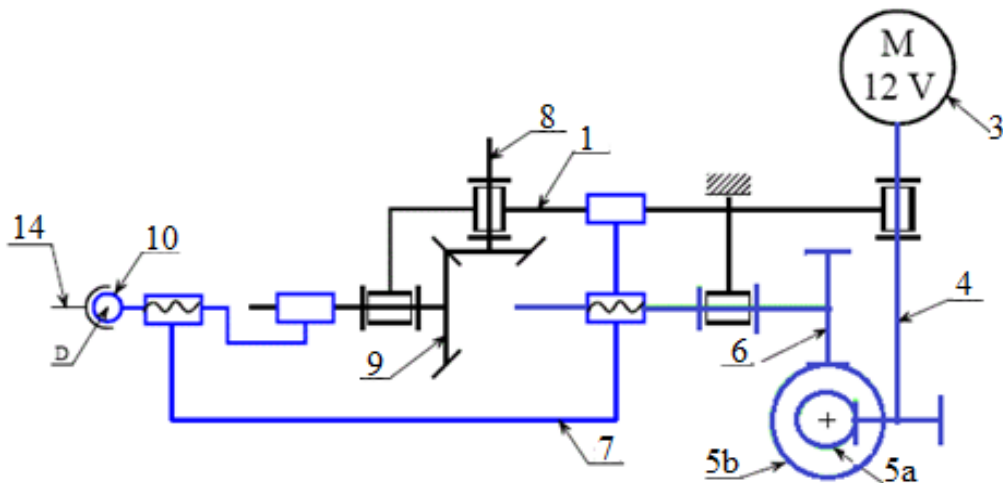


Fig. III.3 : schéma cinématique pour le mode motorisé

III.2.2. Mode manuel

L'opérateur (conducteur ou mécanicien) agit sur pignon de réglage 8 :

- Rotation de 8 (pivot 8/1) entraîne par engrenage conique la pièce 9.
- Rotation de 9 pivot (9/1) entraîne par glissière (9/10) la pièce 10.
- Rotation + Translation de 10 car la rotation de 10 provoque sa translation du fait de la liaison hélicoïdale avec 7. 7 est fixe par rapport à 2 lorsque le moteur ne fonctionne pas.

Le déplacement en translation de 10 entraîne la rotation +translation de 14 cela permet d'orienter les faisceaux lumineux des phares.

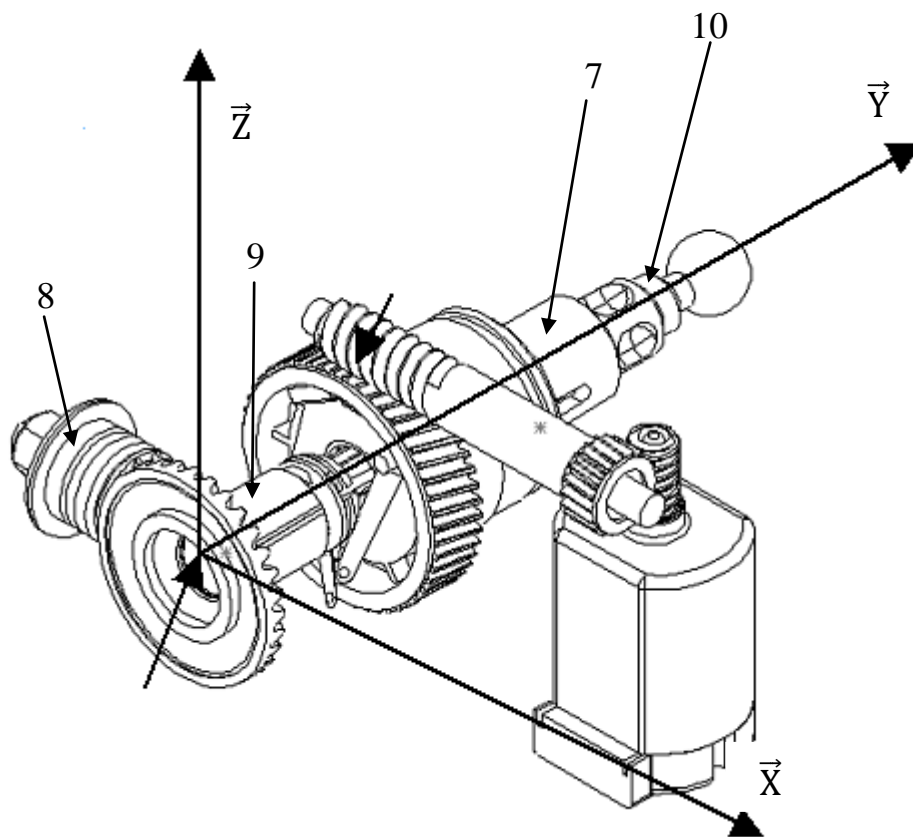


Fig. III.4 : correcteur de phare sans boitiers [9].

- ❖ Le système fonctionnant en mode manuel est modélisé par le schéma cinétique (couleur vert) suivant :

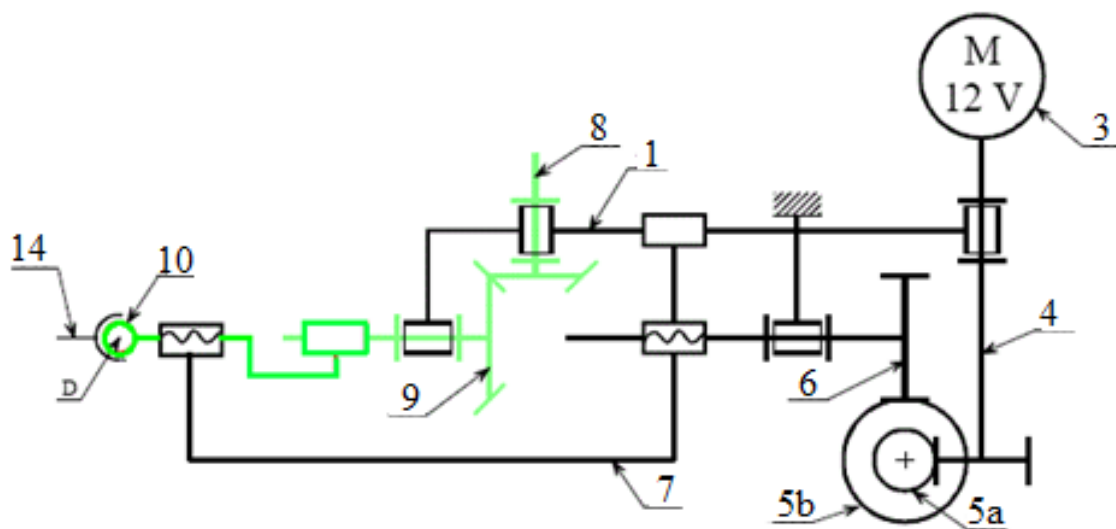


Fig. III.5 : schéma cinématique pour le mode manuel

III.3. Isostatisme du système :

Nous avons :

$$h = \sum n_{si} - 6(n - 1) + m \quad (III.1)$$

Avec :

- n_{si} : nombre des inconnus statiques.
- n : nombre des liaisons.
- $m = m_u + m_i$.
 m_u : Mobilités utile.
 m_i : Mobilités internes.

On sait que :

- ✓ si $h=0$ donc nous avons un système isostatique.
- ✓ si $h>0$ donc nous avons un système hyperstatique.
- ✓ si $h<0$ donc nous avons un système hypostatique.

III.3.1. Réglage manuel (liaison pivot glissant de la tige 206) :

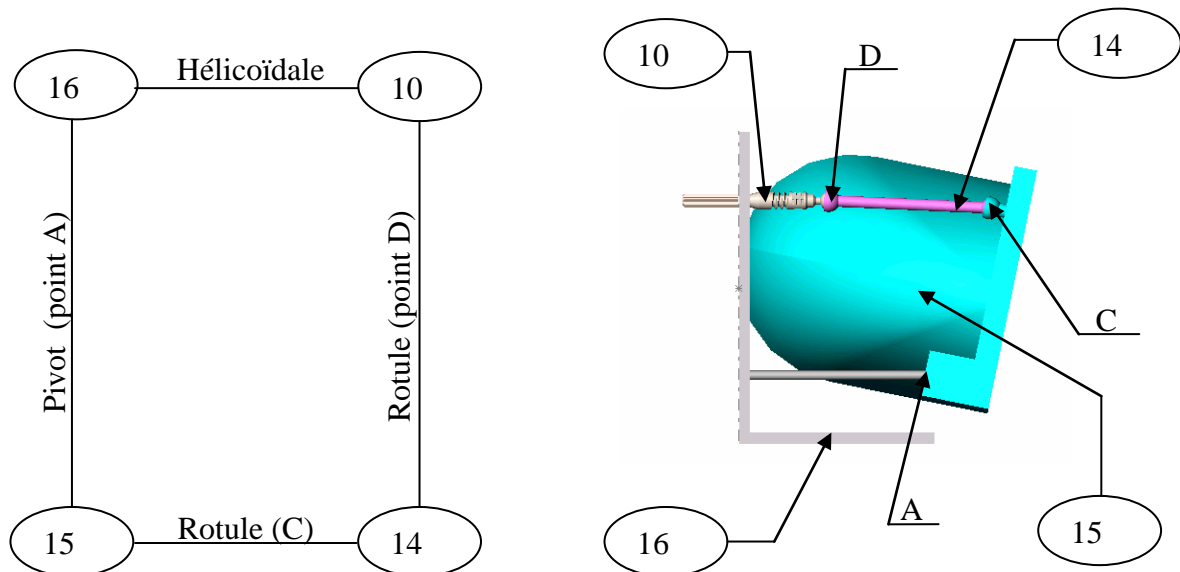


Fig. III.6 : ensemble de phare , bielette et support du correcteur de phare[.]

Nous avons : $\sum n_{si} = 4+3+3+5 = 15$.

- Liaison pivot (14/16).
- Liaison rotule (10/14).
- Liaison rotule (15/14).
- Liaison pivot glissant (10/16).

$n = 4$ liaisons (15/16, 10/14, 15/14, 10/16).

$m = m_u + m_i$

Etude cinématique du correcteur de phare

$m_u = 1$ mobilité utile (déplacement de la tige 10)

$m_i = 2$ mobilités internes (rotation de 10 autour de \overrightarrow{DX} , et rotation de 14 autour de \overrightarrow{CD}).

Donc : $m = 1 + 2 = 3$.

Finalement l'équation (II) devient : $h = 15 - 6 \times (4 - 1) + 3 = 0$

Alors $h = 0$ donc notre système est isostatique pour le mode de réglage manuel.

III.3.2. Réglage motorisée (liaison glissière de l'axe de sortie 10) :

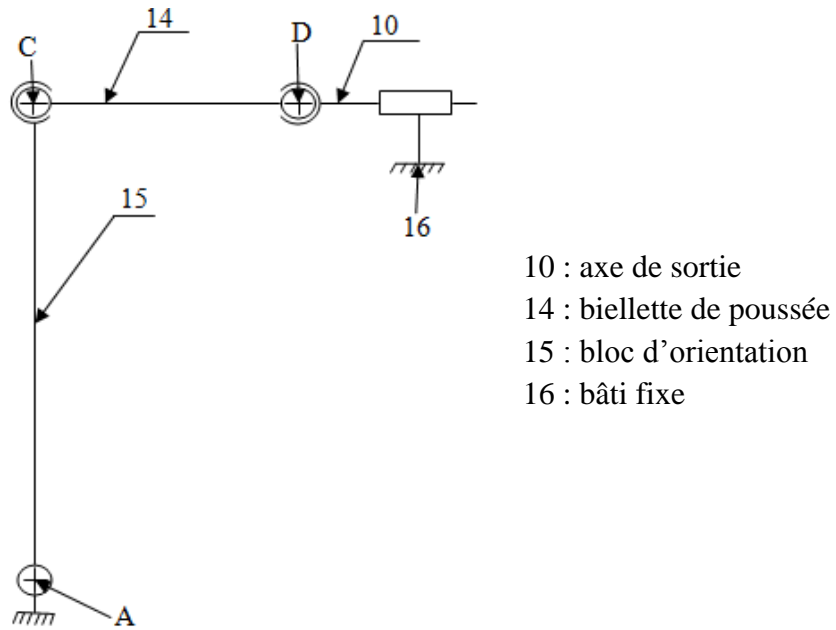


Fig. III.7 : schéma cinématique pour les éléments 10, 14, 15 et 16

Nous avons :

$$\sum n_{si} = 5 + 3 + 3 + 5 = 16.$$

- Liaison pivot (14/16).
- Liaison rotule (10/14).
- Liaison rotule (15/14).
- Liaison glissière (10/16).

$n = 4$ liaisons (15/16, 10/14, 15/14, 10/16).

$$m = m_u + m_i$$

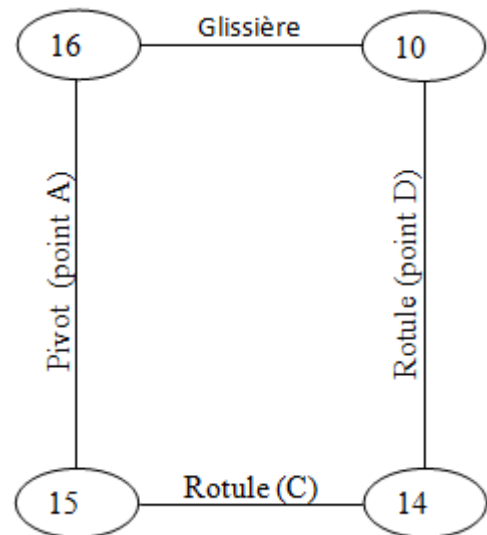
$m_u = 1$ mobilité utile (déplacement de la tige 10)

$m_i = 1$ mobilités internes (rotation de 10 autour de \overrightarrow{DX}).

Donc : $m = 1 + 1 = 2$.

Finalement l'équation (II) devient : $h = 16 - 6 \times (4 - 1) + 2 = 0$

Alors $h = 0$ donc notre système est isostatique pour le mode de réglage motorisée.

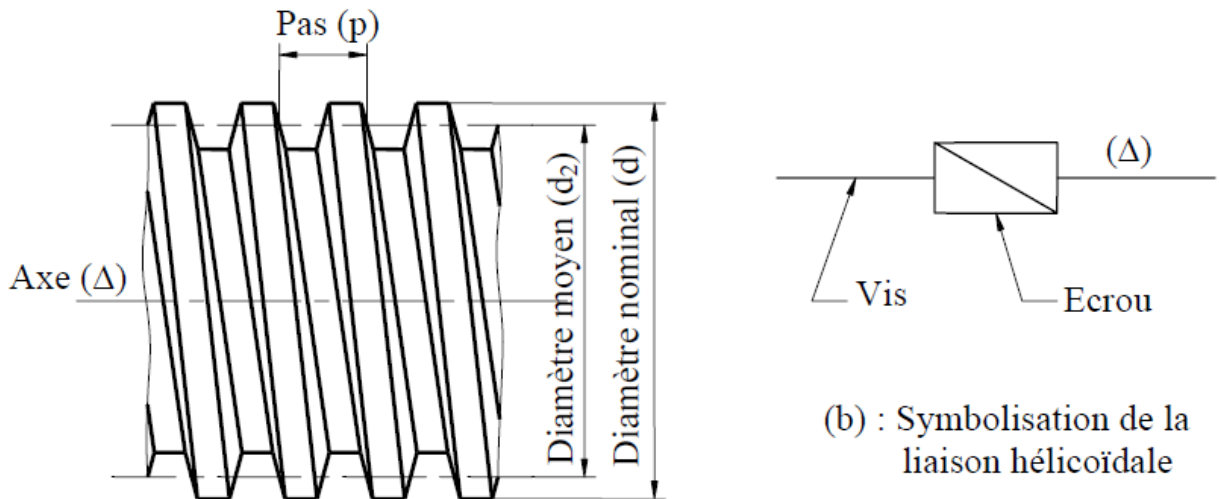


III.4. Système vis-écrou

Un système vis-écrou est constitué d'une tige filetée à filet hélicoïdal et d'un trou taraudé (écrou). Ces deux éléments ont évidemment même axe. Leur liaison est donc du type hélicoïdal dont l'axe est également l'axe commun de ces deux éléments.

Avec ce système, la transformation du mouvement est une rotation continue en translation continue [4].

La figure III.8 illustre une vis trapézoïdale symétrique et la symbolisation de la liaison hélicoïdale du système vis-écrou.



(a) : Vis trapézoïdale symétrique

Fig. III.8 : Vis. Symbolisation de la liaison hélicoïdale [4].

III.4.1. Expression des vitesses au contact vis-écrou

Traçons une hélice hélicoïdale sur un cylindre de rayon r (fig.38). Cette hélice fait un angle p constant avec la tangente au cylindre parallèle au plan (\vec{OX}, \vec{OY}) . Son développement est une droite faisant l'angle p avec le développement de la circonférence du cylindre.

Un point M de l'hélice a pour coordonnées :

$$\vec{OM} = \begin{cases} X = r \cdot \cos \theta \\ Y = r \cdot \sin \theta \\ Z = NM \end{cases}$$

Avec p désignant le pas hélicoïdal de l'hélice, la figure III.8(b) permet d'écrire :

$$\frac{NM}{P} = \frac{r\theta}{2\pi r} = \frac{\theta}{2\pi}$$

Il vient :

$$Z = NM = \frac{P}{2\pi} \theta$$

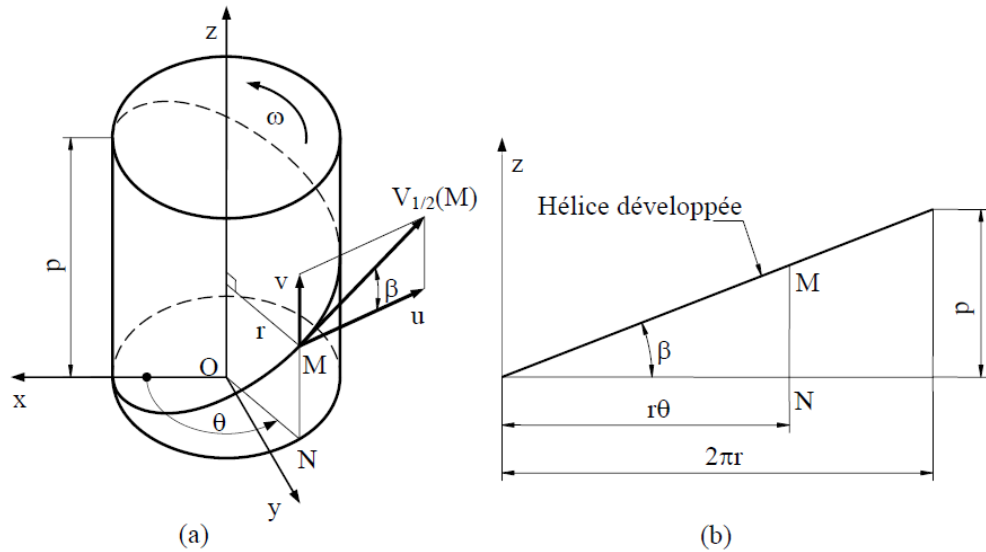


Fig. III.9 : Hélice hélicoïdale [4].

Posons $h = P/2\pi$ (pas hélicoïdal réduit).

Les coordonnées du point M s'écrivent alors :

$$\overline{OM} = \begin{cases} X = r \cdot \cos \theta \\ Y = r \cdot \sin \theta \\ Z = h\theta \end{cases}$$

Le vecteur de vitesse tangent à l'hélice (vecteur de glissement de la vis en immobilisant l'écrou ou de l'écrou en immobilisant la vis) est :

$$\overline{V_{\frac{1}{2}}(M)} = \frac{d\overline{OM}}{dt} = \frac{d\overline{OM}}{d\theta} \times \frac{d\theta}{dt} = \omega \times \frac{d\overline{OM}}{d\theta} = \begin{cases} -r\omega \sin \theta \\ r\omega \cos \theta \\ \omega h \end{cases} \quad (\text{III. 2})$$

On en déduit : $u = r\omega$ et $V = \omega h$

u : le vecteur vitesse tangent au cylindre et parallèle au plan $(\overline{OX}, \overline{OY})$

v : le vecteur de déplacement en translation de la vis (écrou immobilisé) ou de l'écrou (vis immobilisée).

En remplaçant h par son expression, on obtient :

$$V = \frac{\omega P}{2\pi} \quad (\text{III. 3})$$

Le module du vecteur de glissement est :

$$\left\| \overline{V_{\frac{1}{2}}(M)} \right\| = \sqrt{u^2 + v^2} = \omega \sqrt{r^2 + h^2} = \frac{\omega}{2\pi} \sqrt{4\pi^2 r^2 + P^2} \quad (\text{III. 4})$$

III.5. Roue et vis sans fin

III.5.1. Principe :

Un engrenage gauche à roue et vis sans fin est utilisé en transmission mécanique de puissance pour transmettre un mouvement de rotation entre deux arbres généralement orthogonaux avec un rapport de réduction (exceptionnellement de multiplication) très important. Il se caractérise par la forme particulière d'un de ses éléments qui se présente sous la forme d'une vis sans fin [6].



Fig. III.10 : engrenage à roue et vis sans fin [6].

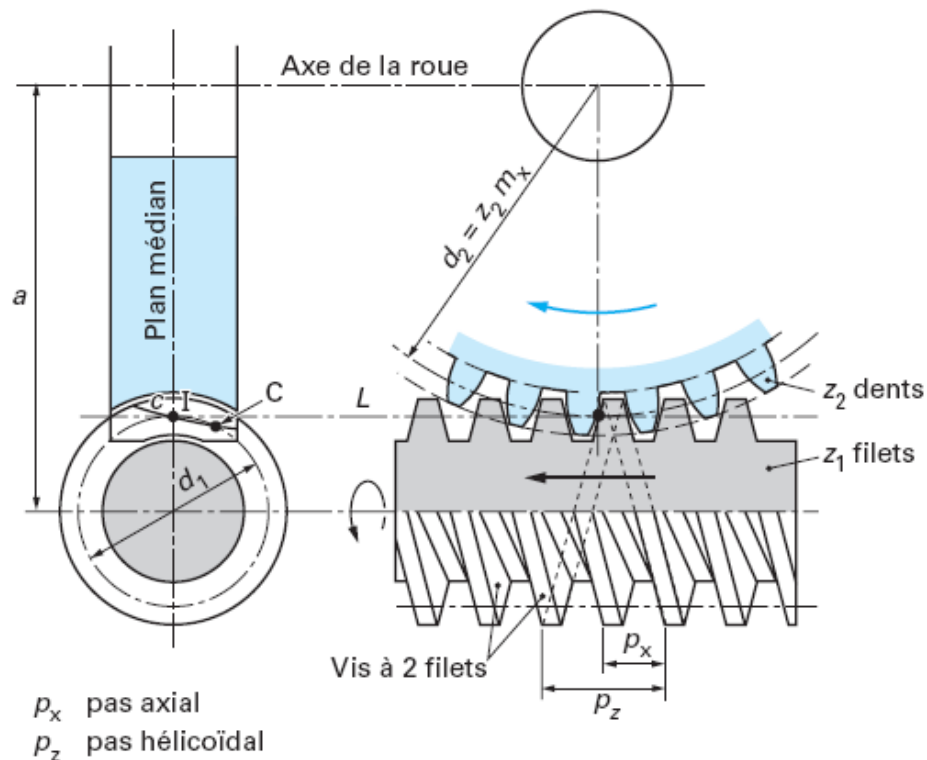


Fig. III.11 : caractéristiques géométriques d'un couple d'engrenages à roue et vis sans fin [6]

Etude cinématique du correcteur de phare

III.5.2. Caractéristiques géométriques

Il existe plusieurs systèmes de proportion de denture pour les couples d'engrenages à roue et vis sans fin. On considère ici deux systèmes, celui de Gorges Henriot (France) et la norme anglaise BS 721, pour une vis à denture en hélicoïde développable (la vis est une roue à denture hélicoïdale de cylindre de base de diamètre d_b , le profil apparent est une développante du cercle de base) [6].

III.5.2.1. Système Henriot :

Dans ce système, le couple d'engrenages peut fonctionner avec correction de denture et variation d'entraxe. On considère ici le système normal sans correction de denture.

Les proportions de denture sont établies en fonction du module m qui est égal au :

- 1) module axial m_{x1} si l'angle d'hélice primitive du filet de la vis $\beta_1 > 75^\circ$
- 2) module normal m_n si l'angle d'hélice primitive du filet de la vis $\beta_1 < 75^\circ$

Le tableau suivant résume les éléments caractéristiques de la vis et de la roue.

| Eléments caractéristiques | vis | roue |
|---|--|--|
| Angle de pression réel | | α_n |
| Module réel | | m_n |
| Nombre de dents | Z_1 (ou nombre de filets) | Z_2 |
| Angle d'hélice primitive | β_1 | β_2 |
| Module axial | $m_{x1} = \frac{m_n}{\sin \beta_1}$ | $m_{x2} = \frac{m_n}{\sin \beta_2}$ |
| Module apparent | $m_{t1} = \frac{m_n}{\cos \beta_1}$ | $m_{t2} = \frac{m_n}{\cos \beta_2}$ |
| Pas réel | $P_n = \pi m_n$ | |
| Pas axial | $P_{x1} = \pi m_{x1}$ | $P_{x2} = \pi m_{x2}$ |
| Pas apparent | $P_{t1} = \frac{P_n}{\cos \beta_1}$ | $P_{t2} = \frac{P_n}{\cos \beta_2}$ |
| Pas hélicoïdal | $P_{Z1} = Z_1 P_{x1}$ | $P_{Z2} = Z_2 P_{x2}$ |
| Diamètre primitif | $d_1 = m_{t1} Z_1$ | $d_2 = m_{t2} Z_2$ |
| Hauteur de saillie | $h_{a1} = m$ | $h_{a2} = m$ |
| Hauteur de creux | $h_{f1} = 1,2m$ | $h_{f2} = 1,2m$ |
| Hauteur de dent | $h_1 = 2,2m$ | $h_2 = 2,2m$ |
| Diamètre de tête | $d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$ | $d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$ |
| Diamètre de creux | $d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$ | $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$ |
| Largeur de denture (pour la vis, c'est la longueur) | $\frac{b_1}{m_{x1}} = 14 \text{ à } 20$ | $b_2 = 2m\sqrt{q+1}; q = \frac{d_1}{m_{x1}}$ |
| Rapport de transmission | $u = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{d_1}{d_2} \tan \beta_2$ | |
| Entraxe | $a = \frac{d_1 + d_2}{2}$ | |

Tableau III.1 : caractéristiques de la roue et de la vis sans fin [5].

III.5.3. Rendement

Les formules utilisées pour exprimer le rendement d'une transmission par engrenages gauches hélicoïdaux sont également utilisées pour le système roue et vis sans fin. On a alors :

❖ **Vis motrice (fonctionnement en réducteur)**

$$\eta_{réducteur} = \frac{\cos \alpha_n \tan \beta_1 - f}{\tan \beta_1 (\cos \alpha_n + f \cdot \tan \beta_1)} = \frac{\tan(\beta_1 - \varphi)}{\tan \beta_1} \dots \dots \dots (III. 5)$$

Avec : $f = \tan \varphi \cos \alpha_n$

❖ **Roue motrice (fonctionnement en multiplicateur)**

Dans ce cas, le rendement s'exprime par la relation :

$$\eta_{multiplicateur} = \frac{\cos \alpha_n \cot \beta_1 - f}{\cot \beta_1 (\cos \alpha_n + f \cdot \cot \beta_1)} = \frac{\tan \beta_1}{\tan(\beta_1 + \varphi)} \dots \dots \dots (III. 6)$$

III.5.4. Réversibilité – Irréversibilité

Comme pour les engrenages gauches hélicoïdaux, on retrouve pour l'engrenage gauche à roue et vis sans fin du type $\Sigma = \beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$, les mêmes formules pour le rendement donc les mêmes conditions de réversibilité ou d'irréversibilité, soit:

| Valeur de β_1 | Réversibilité – Irréversibilité | Organe moteur |
|--|---------------------------------|------------------------|
| De 0 à φ | Irréversibilité | Roue motrice seulement |
| De φ à $\frac{\pi}{2} - \varphi$ | Réversibilité | |
| De $\frac{\pi}{2} - \varphi$ à $\frac{\pi}{2}$ | Irréversibilité | vis motrice seulement |

Tableau III.2 : la réversibilité et l'irréversibilité pour les engrenages à roue et vis sans fin [].

III.6. Engrenages coniques

III.6.1. Principe

Les engrenages coniques sont des organes qui permettent le changement de direction de mouvement. On les appelle également les renvois d'angles. On les rencontre particulièrement dans les différentiels d'automobiles et les machines-outils (tête de fraiseuses par exemple) [3].

III.6.2. Engrenages coniques droits

Surfaces axoïdes

- Pièce 1 : cône de $1/2$ angle au sommet δ_1 et de sommet O
- pièce 2: cône de $1/2$ angle au sommet δ_2 et de sommet O

Ces surfaces axoïdes sont décrites par l'axe instantané de rotation Δ_{12} au cours des rotations des deux pièces autour de leurs axes. L'orientation d'une pièce par rapport à l'autre est définie par l'angle des axes des cônes : $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$

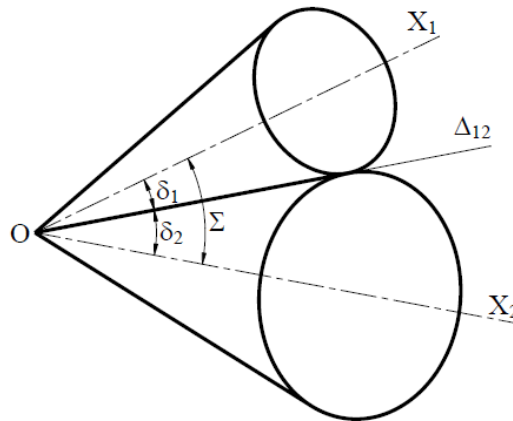


Fig. III.12 : surfaces axoïdes [3]

III.6.2.1. Calcul du module moyen

Le module est calculé au rayon moyen r_{moy} au cône primitif (fig.3) et est donné par la relation simplifiée de Lewis :

$$m_{moy} = 2,34 \times \sqrt{\frac{T}{\sigma_p \times K}} \quad (III.7)$$

Où T est l'effort tangentiel, k le coefficient de largeur de denture et σ_p la contrainte pratique du matériau de la roue.

III.6.2.2. Module normalisé :

Il est défini sur le gros bout de la denture au cône primitif.

On a :

$$\frac{r}{r_{moy}} = \frac{m}{m_{moy}}$$

Comme :

$$r = r_{moy} + \frac{b \times \sin \delta}{2}$$

b : la largeur de denture

δ : le demi-angle au sommet du cône primitif.

Il vient :

$$m = \left(1 + \frac{b \cdot \sin \delta}{2r_{moy}} \right) m_{moy} \quad (III.8)$$

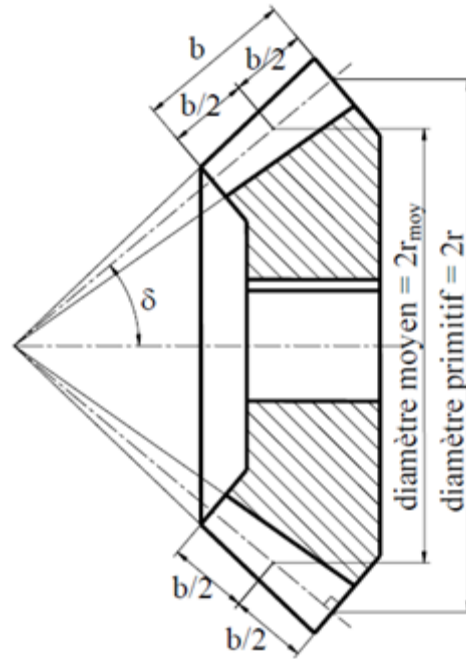


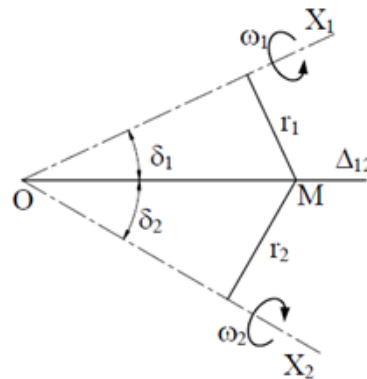
Fig. III.13 : diamètre moyen, diamètre primitif d'une roue conique droite [3].

III.6.2.3. Rapport de transmission

Le roulement sans glissement des cônes primitifs des deux roues de l'engrenage permet d'écrire au point de contact M des cercles primitifs:

$$\vec{V}_1(M) = 0 \iff r_1 \omega_1 = r_2 \omega_2 = 0$$

ω_1 et ω_2 , r_1 et r_2 désignent les vitesses de rotation et les rayons primitifs de ces deux roues.



Le rapport de transmission est :

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = -\frac{r_1}{r_2} = -\frac{Z_1}{Z_2}$$

Le signe (-) signifie que les deux tournent en sens inverse

Comme :

$$\begin{aligned} r_1 &= OM \sin \delta_1 \\ r_2 &= OM \sin \delta_2 \end{aligned}$$

Il vient :

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = -\frac{Z_1}{Z_2} = -\frac{\sin \delta_1}{\sin \delta_2} \quad (III.9)$$

Cas où $\Sigma = 90^\circ$ (fig.6)

Les axes étant orthogonaux ($\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$), le rapport de transmission s'écrit alors sous la forme

:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{\sin \delta_1}{\cos \delta_1} = \operatorname{tg} \delta_1 \quad (III.10)$$

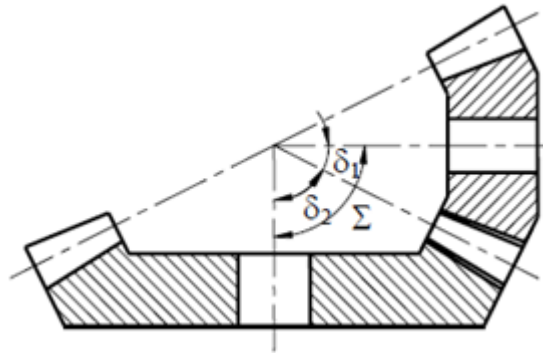


Fig. III.14 : engrenages coniques à axes orthogonaux [3]

Chapitre IV :
Etude dynamique du correcteur de phare

Etude dynamique du correcteur de phare

IV.1. Schéma cinématique minimal dans le plan $(A.\vec{x}.\vec{z})$ du 10, 14,15 et 16 :

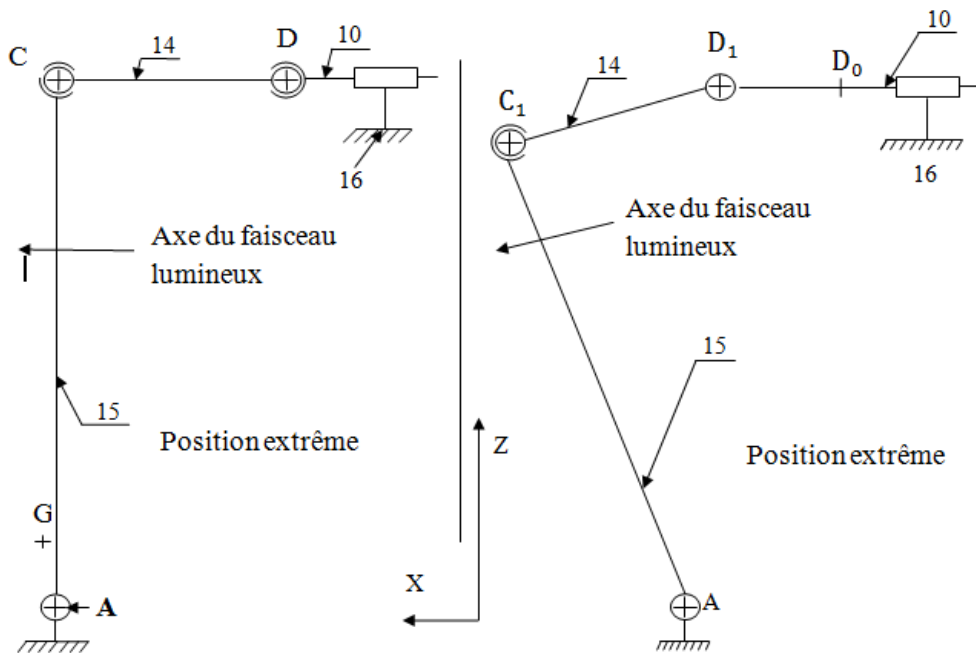


Fig. IV.1 : Schéma cinématique minimal dans le plan $(A.\vec{x}.\vec{z})$ du 16, 15,10 et 14

Lorsque l'axe de sortie 10 se déplace d'une distance $\overline{DD_1}=30\text{mm}$ (position 0 vers 1) le bloc optique donc va incliner d'un angle $\Theta = 17,2^\circ$ par rapport à l'axe \vec{z} .

IV.2. Calcul de la vitesse de translation de l'axe de sortie $(\vec{V}_{D,10/16})$:

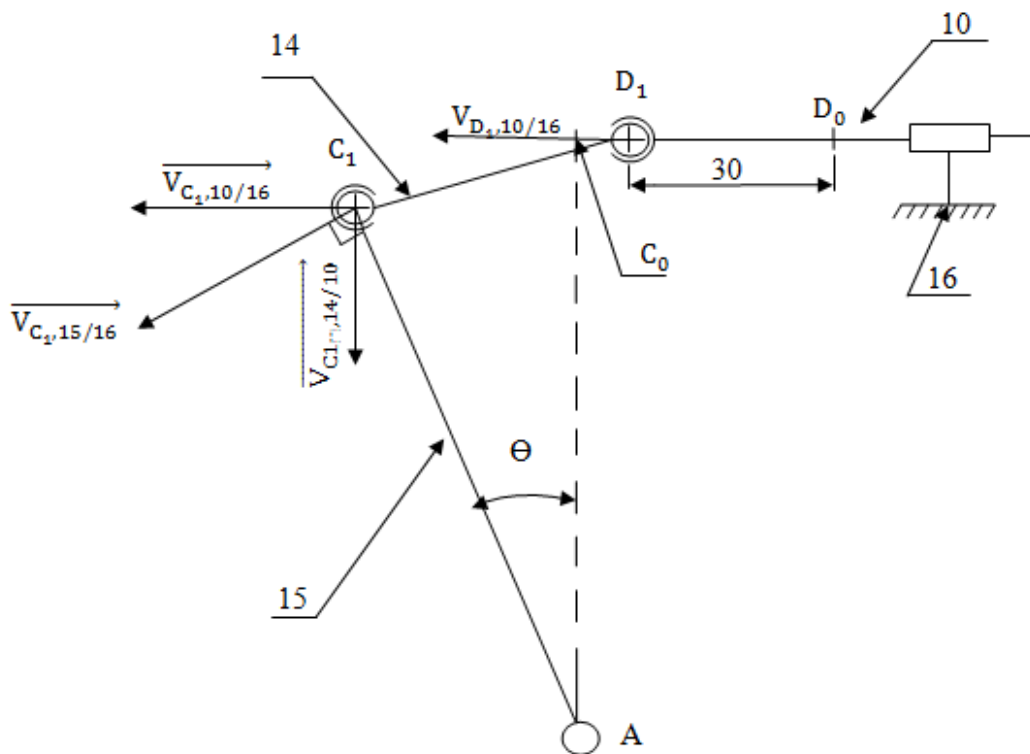


Fig. IV.2 : représentation des vitesses à la position extrême 1

Etude dynamique du correcteur de phare

Nous avons $\overrightarrow{V_{C_1,15/16}}$ est perpendiculaire à $\overrightarrow{AC_1}$ ($AC_1 = 100\text{mm}$).

Nous avons aussi : $\overrightarrow{V_{C_1,15/16}} = \overrightarrow{V_{A,15/16}} + \overrightarrow{\Omega_{15/16}} \wedge \overrightarrow{AC}$.

Et comme : $\overrightarrow{V_{A,15/16}} = \vec{0}$ (A est fixe au bâti).

Il vient : $\overrightarrow{V_{C_1,15/16}} = \overrightarrow{\Omega_{15/16}} \wedge \overrightarrow{AC}$.

$$= 0,06 \vec{Y} \wedge 100 \vec{Z} = (6\text{mm/s}) \vec{X}.$$

Donc : $\mathbf{V_{C1,15/16}} = \mathbf{6\text{ mm/s}}$

$$\overrightarrow{V_{C_1,15/16}} = \overrightarrow{V_{C_1,15/14}} + \overrightarrow{V_{C_1,14/16}}.$$

$$\overrightarrow{V_{C_1,14/16}} = \overrightarrow{V_{C_1,14/10}} + \overrightarrow{V_{C_1,10/16}}.$$

Composition vectorielle :

$$\overrightarrow{V_{C_1,10/16}} \text{ Perpendiculaire à } \overrightarrow{DC} \quad \text{et} \quad \overrightarrow{V_{C_1,10/16}} \text{ portée par } \vec{X}$$

$$\text{Alors } V_{C_1,10/16} = V_{D_1,10/16} = V_{C_1,15/16} \times \cos(17,2) = 5,8\text{mm/s}.$$

Enfinement : $\mathbf{V_{D,10/16}} = \mathbf{V_{D_1,10/16}} = \mathbf{5,8\text{mm/s}}$

IV.3. Calcul la puissance axiale de l'axe de sortie au point D (P_D) :

On sait que : $\mathbf{P_D} = \mathbf{F_D} \times \mathbf{V_{D,10/16}} \dots \dots \dots$ (IV.1)

$\mathbf{F_D} = ?$.

Sachant que le correcteur de phare doit fonctionner aussi bien en descendant du bloc optique que en remontant c.à.d. quand le véhicule sera chargée son avant va remonter par rapport à son arrière et par conséquent l'augmentation de l'axe du faisceau lumineux, alors le conducteur dans ce cas doit agir sur le molette de réglage pour le corriger autrement dit nous avons besoins d'un effort $\mathbf{F_{D1}}$ pour faire descendre le bloc optique .mais une fois le véhicule sera décharger on doit remettre le bloc optique à sa position initiale ,dans ce cas nous avons besoins d'un effort $\mathbf{F_R}$ défirrent de $\mathbf{F_{D1}}$ à cause de poids de bloc optique qui rentre en jeu .

Enfinement nous allons choisir $\mathbf{F_D} = \max \{ \mathbf{F_{D1}} , \mathbf{F_R} \}$.

On appliquant le théorème du moment dynamique à l'ensemble pivotant \mathbf{S} (301, ampoules) au point \mathbf{A} :

$$\sum \overrightarrow{M_S^A} = \overrightarrow{\delta_S^A} \times \vec{Y} \dots \dots \dots$$
 (IV.2)

Cas descendant (de position extrême $\mathbf{0}$ vers la position extrême $\mathbf{1}$) :

L'équation (IV.2) projetée sur \vec{Y} :

Etude dynamique du correcteur de phare

$$F_{D1} \times (C D_0) + mg X_G = J_{AY} \times \ddot{\Theta} \dots \dots \dots (IV.3)$$

Données :

- La masse de l'ensemble S : $m = 1 \text{ kg}$ (l'ensemble S est le bloc d'orientation + les ampoules).
- Centre de masse de l'ensemble S : $\vec{AG} = 40\vec{X} + 70\vec{Y} + 50\vec{Z}$.
- La force de gravitation : $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$.
- La distance $AC_0 = 100 \text{ mm}$.
- Effort de poussée en C de la biellette 303 sur l'ensemble pivotant S : F_{D1} .
- Accélération angulaire de l'ensemble S : $\ddot{\Theta} = 10 \text{ rd/s}^{-2}$.
- Moment d'inertie de l'ensemble S par rapport à l'axe \vec{AY} : J_{AY}

IV.3.1. Calcul du moment d'inertie J_{AY} :

On considère que l'ensemble S est assimilé à une masse concentrée dans G.

$$\begin{aligned} \text{Alors : } J_{AY} &= m \times d^2 \\ &= m \times (X_G^2 + Z_G^2) \\ &= 1 \times (40^2 + 50^2) = 4100 \text{ kg.mm}^2. \end{aligned}$$

$$J_{AY} = 4100 \text{ kg.mm}^2$$

L'équation (IV.3) devient:

$$\begin{aligned} F_{D1} &= \frac{J_{AY} \cdot \ddot{\Theta} - mg \cdot X_G}{AC_0} \\ &= \frac{0,0041 \times 10 - 1 \times 9,81 \times 0,04}{0,1} = -3,51 \text{ N}. \end{aligned}$$

Donc: $F_{D1} = -3,51 \text{ N}$

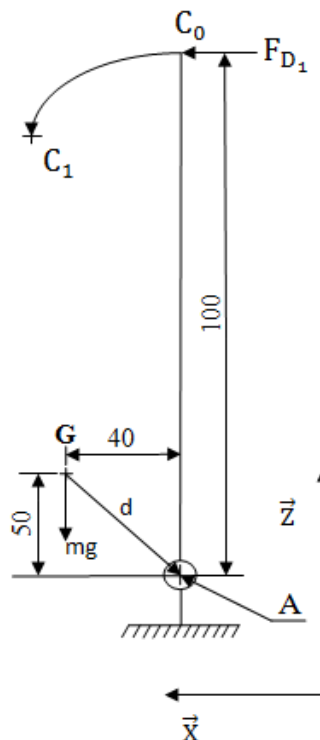


Fig. IV.3 : représentation des forces sur le bloc d'orientation à la position extrême 0

Etude dynamique du correcteur de phare

Cas descendant (de position extrême **1** vers la position extrême **0**) :

L'équation (IV.3) projetée sur \vec{Y} :

$$-F_R \times (CD1) + mgX_G = -J_{AY} \times \ddot{\theta} \quad (IV.4)$$

$$F_R = -\frac{J_{AY} \cdot \ddot{\theta} + mg \cdot X_G}{AC1}$$

$$F_R = -\frac{0,0045 \times 10 + 1 \times 9,81 \times 0,04}{0,1}$$

$$F_R = -4,4 \text{ N}$$

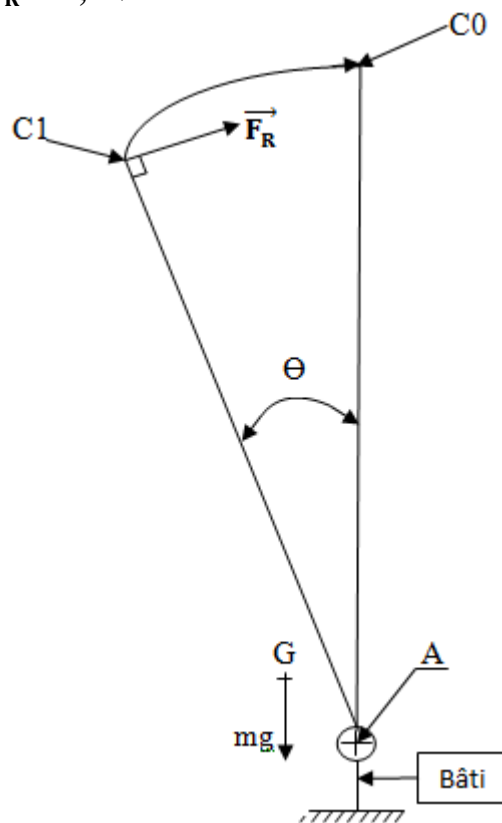


Figure IV.3 : représentation des forces sur le bloc d'orientation à la position extrême 0

Nous avons donc : $F_D = \max \{3,51 ; 4,4\} = 4,4 \text{ N}$.

Finalemment de l'équation (I) on obtient :

$$P_D = F_D \times V_{D,10/16} = 4,4 \times 5,8 = 25,26 \text{ N.mm/s.}$$

La puissance nécessaire au point D pour faire pivoter l'ensemble S est : $P_D = 0,26 \text{ Watt}$

IV.4. Calcul des paramètres de la liaison hélicoïdale (10/7)

Dans notre système on a utilisé une liaison hélicoïdale à filet

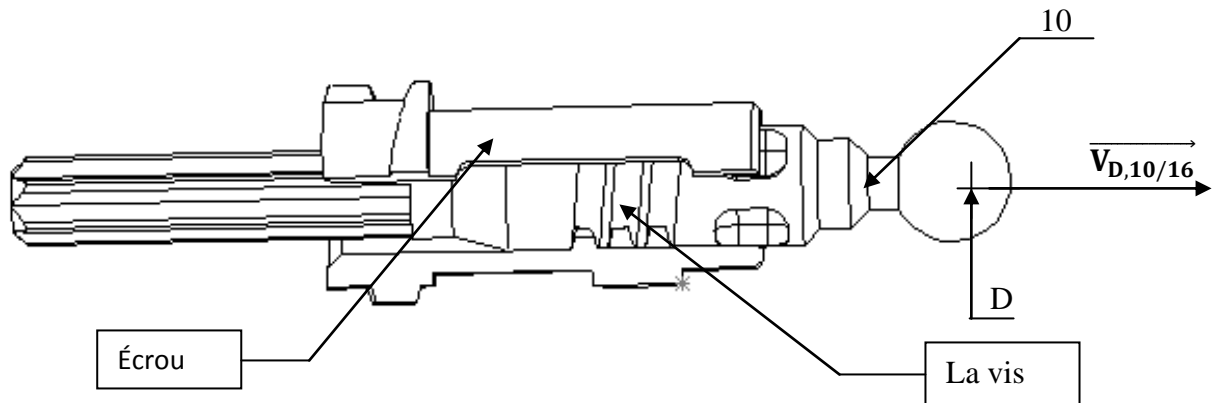


Fig. IV.4 : liaison hélicoïdale (10/7) [8].

❖ Conditions de charge

- L'effort axial au point D : $F_D = 4,4 \text{ N}$.
- La puissance engendrée par l'effort axial au point D : $P_D = 0,026 \text{ Watt}$
- La vitesse de translation de la tige : $V_D = 5,8 \text{ mm/s}$

IV.4.1. Calcul de la vitesse de rotation de l'axe de sortie (N_{10})

D'après la relation (III.3) on peut écrire :

$$V_D = V_{10} = \frac{\omega_{10} P_1}{2\pi}$$

Tel que : $P_1 = 2,5 \text{ mm}$ (pas axial de la liaison hélicoïdale 10/7)

$$\omega_{10} = \frac{2\pi V_{206}}{P_1} = \frac{2\pi \times 5,8}{2,5} = 14,569 \text{ rd/s} = 2,32 \text{ trs/s}$$

$$\text{Finalement : } \omega_{10} = 2,32 \text{ trs/s}$$

IV.4.2. Calcul du couple de torsion

On sait que le couple de torsion est donné par la relation suivante : c.à.d.

$$P_m = C_t \times \omega_{10} \quad \text{c.à.d.} \quad C_t = \frac{P_m}{\omega_{10}} \quad (\text{IV.5})$$

P_m est la puissance motrice, dans notre cas $P_m = P_7$ (P_7 est la puissance de l'écrou 7)

Nous avons :

$$P_m = \frac{P_D}{\eta_{10/7}} = \frac{0,026}{0,3} = 0,0867 \text{ watts}$$

Finalement :

$$C_t = \frac{P_m}{\omega_{10}} = \frac{0,0867}{14,569} \times 1000 = 5,95 \text{ Nmm}$$

IV.4.3. Calcul du diamètre à la racine de la vis sans fin de l'axe de sortie :

$$d_{r,10} \geq \sqrt{\frac{4 \times F_D \times S_e}{R_e \times \pi}} \quad (IV.6)$$

Tel que :

$d_{r,10}$: Diamètre à la racine de la vis.

F_D : Effort axial.

S_e : Coefficient de sécurité.

$R_{e,10}$: Limite élastique de la vis ($R_{e,10} = 1,5 \text{ Mpa}$).

$$d_{r,10} \geq \sqrt{4 \times 4,4 \times \frac{2,5}{1,5 \times \pi}} = 3,056 \text{ mm.}$$

$$d_r \geq 3,056 \text{ mm}$$

On prend $d_{r,10} = 3,5 \text{ mm}$.

IV.4.5. Longueur de l'écrou afin d'éviter le cisaillement

❖ La longueur de l'écrou, afin d'éviter le cisaillement des filets de la vis :

$$L_{ev} = \frac{P \times F \times S_e}{0,577 \times R_{e,6} \times \pi \times d_{r,6} \times t} \quad (IV.7)$$

Avec :

P : pas.

t : épaisseur à la racine.

$$L_{ev} = \frac{2,5 \times 4,4 \times 3,28}{0,577 \times 1,5 \times \pi \times 3,5 \times 2,5}$$

$$L_{ev} = 1,5 \text{ mm}$$

❖ La longueur de l'écrou, afin d'éviter le cisaillement des filets de l'écrou :

$$L_{ee} = \frac{P \times F \times S_e}{0,577 \times R_{e,7} \times \pi \times d_{r,7} \times t} \quad (IV.8)$$

$$L_{ee} = \frac{2,5 \times 4,4 \times 3,28}{0,577 \times 2 \times \pi \times 8 \times 2,5}$$

$$L_{ee} = 0,49 \text{ mm}$$

IV.5. Calcul des paramètres de la liaison hélicoïdale (6/7)

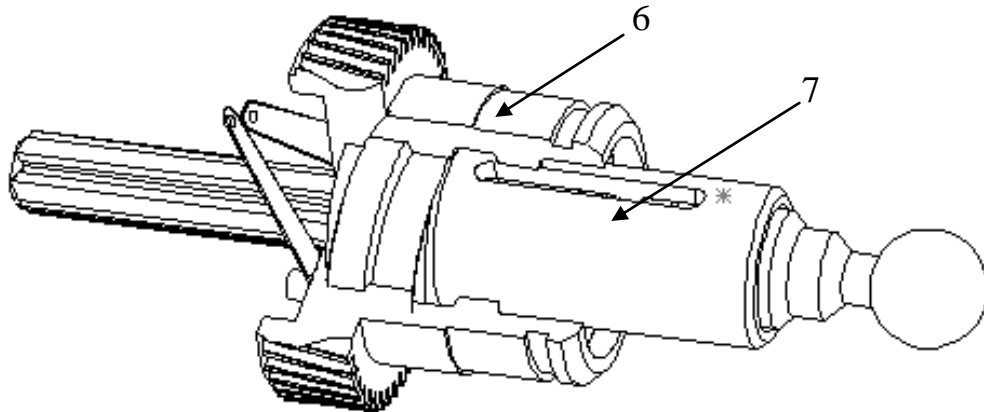


Fig. IV.5 : la liaison hélicoïdale (6/7) [9].

Conditions de charge

- L'effort axial au point D : $F_D = 4,4 \text{ N}$.
- La puissance engendrée par l'effort axial au point D : $P_D = 0,026 \text{ Watt}$
- La vitesse de translation de la tige : $V_D = 5,8 \text{ mm/s}$

IV.5.1. Calcul du diamètre à la racine de la vis sans fin de manchon fileté :

On sait que :

$$\sigma_{p,7} = \frac{F_D}{A} \quad (\text{IV.9})$$

Tel que :

$$A = \frac{\pi}{4} (d_{r,7}^2 - d_{10}^2) = \frac{\pi}{4} (d_{r,7} - d_{10})(d_{r,7} + d_{10}) \quad (\text{IV.10})$$

Sachant que :

$$d_{r,7} - d_{10} = e$$

Donc :

$$A = \frac{\pi}{4} e(2d_{10} + e)$$

$$\sigma_{p,7} = \frac{4F_D}{\pi e(2d_{10} + e)}$$

Finalement

$$\frac{\pi}{4} R_{p,7}(16e + e^2) = F_D \cdot S_{e,7} \quad (\text{IV.11})$$

Tel que :

$d_{r,7}$: Diamètre à la racine de la vis.

d_{10} : Diamètre nominal de la vis sans fin 207.

e : épaisseur de l'élément 204.

F_D : Effort axial.

$S_{e,7}$: Coefficient de sécurité.

$R_{p,7}$: Limite élastique de la vis.

Après simplification l'équation (2) devient :

$$e^2 + 16e - 9,34 = 0 \quad (IV.12)$$

On obtient $e = 0,56 \text{ mm}$

On prend $e = 3 \text{ mm}$

On a : $d_{r,7} - d_{10} = e$

$$d_{r,7} = d_{10} + e = 8 + 3 = 11 \text{ mm}$$

Finalement on obtient : $d_{r,7} = 11 \text{ mm}$

IV.5.2. Longueur de l'écrou afin d'éviter le cisaillement :

❖ La longueur de l'écrou, afin d'éviter le cisaillement des filets de la vis :

$$L_{ev} = \frac{P \times F \times S_{e,7}}{0,577 \times R_{e,7} \times \pi \times d_{r,7} \times t} \quad (IV.13)$$

Avec :

P : pas.

t : épaisseur à la racine.

$$L_{ev} = \frac{6 \times 4,4 \times 2}{0,577 \times 2 \times \pi \times 11 \times 6}$$

$$L_{ev} = 0,32 \text{ mm}$$

❖ La longueur de l'écrou, afin d'éviter le cisaillement des filets de l'écrou :

$$L_{ee} = \frac{P \times F \times S_{e,7}}{0,577 \times R_e \times \pi \times d_{r,6} \times t} \quad (IV.14)$$

$$L_{ee} = \frac{6 \times 4,4 \times 2}{0,577 \times 2 \times \pi \times 15,5 \times 6}$$

$$L_{ee} = 0,15 \text{ mm}$$

IV.6. Dimensionnement de l'engrenage à roue et vis sans fin (6/5)

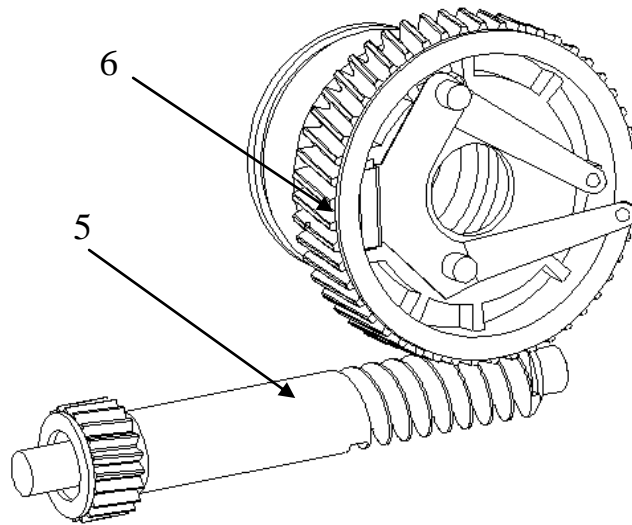


Fig. IV.6 : l'engrenage à roue et vis sans fin (6/5) [9].

Nous avons :

- $P = 6 \text{ mm}$.
- $Z_5 = 2 \text{ filets}$
- $Z_6 = 49 \text{ dents}$
- $\beta_5 = 75^\circ$
- $\beta_6 = 15^\circ$
- $K_6 = 9$
- $R_{p,6} = 1,5 \text{ Mpa}$
- $P_6 = 0,086 \text{ watts}$

IV.6.1. Calculons la vitesse de rotation de ω_6

On sait que : $\omega_6 = \omega_7$ (ω_7 : la vitesse de rotation de 7)

Nous avons : $V_D = V_7 = \omega_7 \cdot P_{7/6} / 2\pi$

Donc :

$$\omega_6 = \omega_7 = \frac{2\pi V_D}{P_{7/6}} = 2\pi \cdot \frac{5,8}{6} = 6,07 \frac{\text{rd}}{\text{s}} \quad (\text{IV.15})$$

Finalement : $\omega_6 = 6,07 \text{ rd/s} = 0,966 \text{ trs/s}$

IV.6.2. Calcul de l'effort F_6

$$C_t = F_{H,6} \times \frac{d_6}{2} \quad (\text{IV.16})$$

C_t : Couple de torsion ($C_t = 5,95 \text{ N. mm}$)

Etude dynamique du correcteur de phare

d_6 : Diamètre de la roue 6 ($d_6 = 26$ mm)

$F_{H,6}$: Force horizontale appliquée à une dent de la roue

$$F_{H,6} = \frac{2 \times 5,95}{26} = 0,46 \text{ N.}$$

$$F_6 = \frac{F_{H,6}}{\cos 20} = \frac{0,46}{\cos 20} = 0,49 \text{ N.}$$

$$F_{V,6} = F_6 \times \sin 20 = 0,17 \text{ N.}$$

IV.6.3. Calculons le module m_n en utilisant la formule de Lewis

$$m_{n,6} \geq 2,34 \times \sqrt{\frac{F_{H,6}}{K_6 \times \sigma_{p,6}}} \quad (IV.17)$$

$$m_{n,6} \geq 2,34 \times \sqrt{\frac{0,46}{9 \times 2}} = 0,37 \text{ mm.}$$

On prend : $m_{n,6} = 0,5$ mm.

| Éléments caractéristiques | vis | roue |
|---|--|--|
| Angle de pression réel | | α_n |
| Module réel | | $m_{n,6}$ |
| Nombre de dents | Z_5 (ou nombre de filets) | Z_6 |
| Angle d'hélice primitive | β_5 | β_6 |
| Module axial | $m_{x5} = \frac{m_n}{\sin \beta_5}$ | $m_{x6} = \frac{m_n}{\sin \beta_6}$ |
| Module apparent | $m_{t5} = \frac{m_n}{\cos \beta_5}$ | $m_{t6} = \frac{m_n}{\cos \beta_6}$ |
| Pas réel | $P_{n,6} = \pi m_{n,6}$ | |
| Pas axial | $P_{x5} = \pi m_{x5}$ | $P_{x6} = \pi m_{x6}$ |
| Pas apparent | $P_{t5} = \frac{P_n}{\cos \beta_5}$ | $P_{t6} = \frac{P_n}{\cos \beta_6}$ |
| Pas hélicoïdal | $P_{Z5} = Z_5 P_{x5}$ | $P_{Z6} = Z_6 P_{x6}$ |
| Diamètre primitif | $d_5 = m_{t5} Z_5$ | $d_6 = m_{t6} Z_6$ |
| Hauteur de saillie | $h_{a5} = m$ | $h_{a6} = m$ |
| Hauteur de creux | $h_{f5} = 1,2m$ | $h_{f6} = 1,2m$ |
| Hauteur de dent | $h_5 = 2,2m$ | $h_6 = 2,2m$ |
| Diamètre de tête | $d_{a5} = d_5 + 2h_{a5}$ | $d_{a6} = d_2 + 2h_{a2}$ |
| Diamètre de creux | $d_{f5} = d_5 - 2h_{f5}$ | $d_{f6} = d_2 - 2h_{f2}$ |
| Largeur de denture (pour la vis, c'est la longueur) | $\frac{b_5}{m_{x5}} = 14 \text{ à } 20$ | $b_6 = 2m\sqrt{q+1}; q = \frac{d_1}{m_{x5}}$ |
| Rapport de transmission | $u = \frac{\omega_6}{\omega_5} = \frac{Z_5}{Z_6} = \frac{d_5}{d_6} \tan \beta_6$ | |
| Entraxe | $a = \frac{d_5 + d_6}{2}$ | |

Tableau IV.1 : caractéristiques de la roue dentée (6) et la vis sans fin (5)

IV.6.4. Dimensionnement de l'arbre 6

❖ Dans le plan xAy :

Calcul de R_{Ay} :

Nous avons :

$$\Sigma M_{/B} = 0$$

Il vient :

$$-F_{V,6} \times 18 + R_{Ay} \times 12 = 0$$

Alors

$$R_{Ay} = \frac{0,17 \times 18}{12} = 0,225 \text{ N}$$

Donc :

$$R_{Ay} = 0,225 \text{ N}$$

Calcul de R_{By} :

De même :

$$\Sigma M_{/A} = 0$$

$$R_{By} = \frac{0,17 \times 6}{12} = 0,085 \text{ N}$$

Donc :

$$R_{By} = 0,085 \text{ N}$$

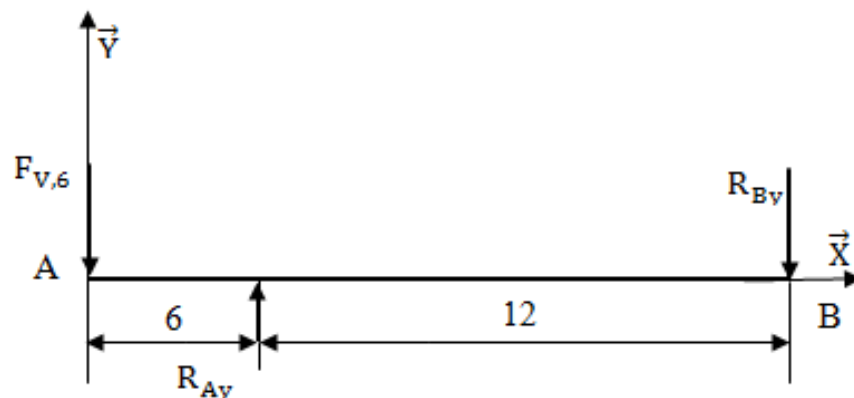


Fig. VI.7 : représentation des efforts sur l'arbre 6 dans le plan xAy

Etude dynamique du correcteur de phare

❖ Diagrammes des moments fléchissant dans le plan xAy :

$$0 \leq x < 6$$

$$M_{fy} = -F_{V,6} \cdot x$$

$$\begin{cases} M_{fy} = 0 \\ M_{fy} = -1,02 \text{ Nmm} \end{cases}$$

$$\begin{matrix} \text{pour } x = 0 \\ \text{pour } x = 6 \text{ mm} \end{matrix}$$

$$6 < x \leq 18$$

$$M_{fy} = -R_{By} \cdot (18 - x)$$

$$\begin{cases} M_{fy} = -1,02 \text{ Nmm} \\ M_{fy} = 0 \text{ Nmm} \end{cases}$$

$$\begin{matrix} \text{pour } x = 6 \text{ mm} \\ \text{pour } x = 18 \text{ mm} \end{matrix}$$

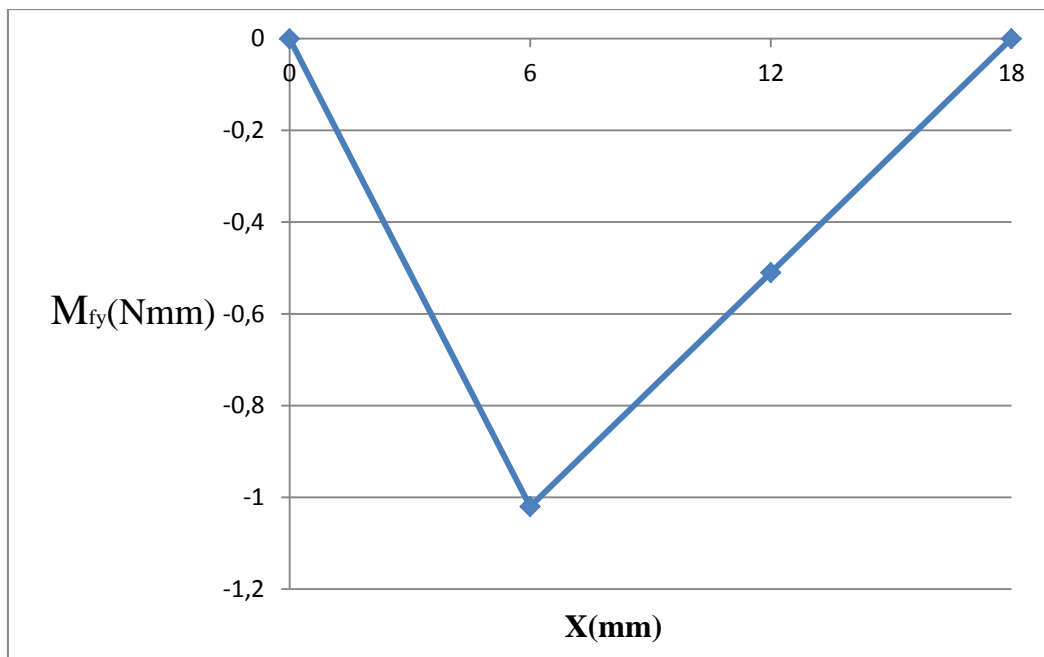


Fig. VI.8 : Diagrammes des moments fléchissant dans le plan xAy

❖ Dans le plan xoz :

Calcul de R_{AZ} :

On a :

$$\Sigma M_{/B} = 0$$

Alors :

$$\begin{aligned} -F_{H,6} \times 18 + R_{AZ} \times 12 &= 0 \\ R_{AZ} &= \frac{0,46 \times 18}{12} = 0,69 \text{ N} \end{aligned}$$

Donc :

$$\mathbf{R_{AZ} = 0,69 N}$$

De même :

$$\mathbf{R_{BZ} = 0,23 N}$$

Etude dynamique du correcteur de phare

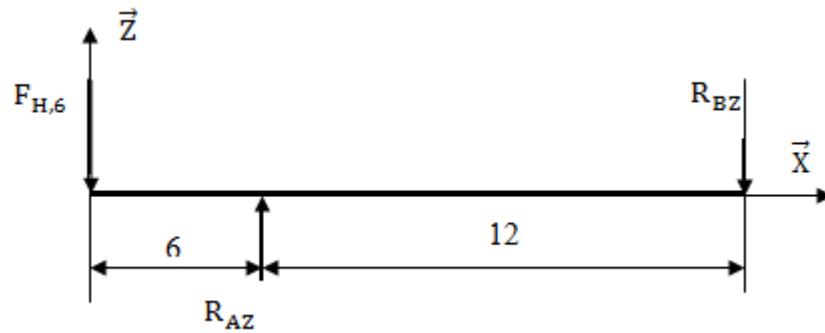


Fig. VI.9 : représentation des efforts sur l'arbre 6 dans le plan xoz

❖ Diagrammes des moments fléchissant dans le plan xAz :

$$0 \leq x < 6$$

$$M_{fz} = -F_{H,6} \cdot x \quad \begin{cases} M_{fz} = 0 & \text{pour } x = 0 \\ M_{fz} = -2,76 \text{ Nmm} & \text{pour } x = 6 \text{ mm} \end{cases}$$

$$6 < x \leq 18$$

$$M_{fz} = -R_{BZ} \cdot (18 - x) \quad \begin{cases} M_{fz} = -2,76 \text{ N mm.} & \text{pour } x = 6\text{mm} \\ M_{fz} = 0 & \text{pour } x = 18 \text{ mm} \end{cases}$$

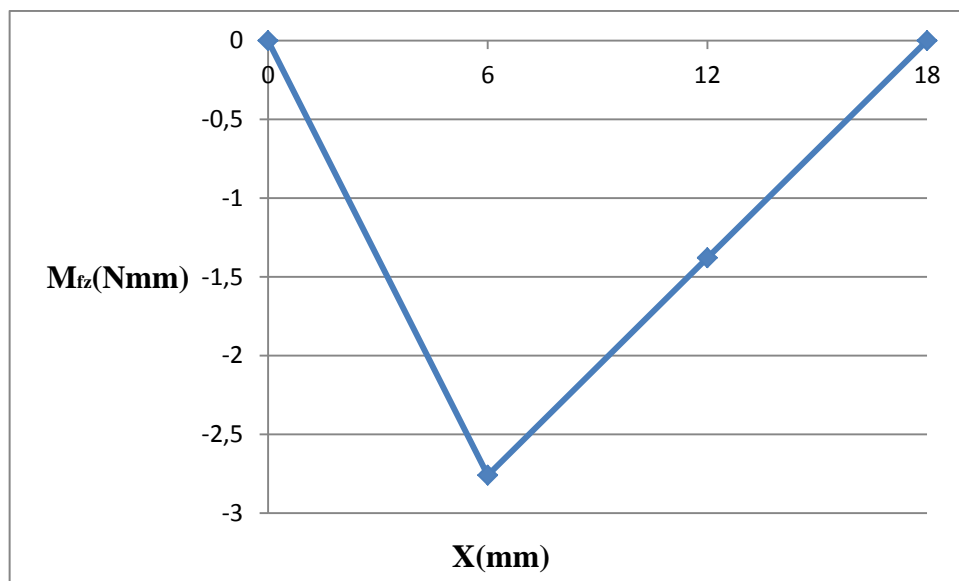


Fig. VI.10 : Diagrammes des moments fléchissant dans le plan xAz

Donc le moment fléchissant maximum équivalent est donné par la relation suivante :

$$M_{feq} = \sqrt{M_{fy}^2 + M_{fz}^2} = \sqrt{(1,02)^2 + (2,76)^2} = 2,94 \text{ Nmm}$$

Le moment de torsion est donné par la relation suivante :

Etude dynamique du correcteur de phare

$$M_t = F_{H,7} \times \frac{d_{204}}{2} = 5,95 \text{ Nmm}$$

Finalement et d'après le critère de Von Mises nous avons :

$$\frac{16d_{e,6}}{\pi(d_{e,6}^4 - d_{i,6}^4)} \times \sqrt{4M_{feq}^2 + 3M_t^2} \leq \frac{\sigma_{p,6}}{S_6} \quad (IV.18)$$

On sait que : $d_{e,6} = d_{i,6} + e$

Donc :

$$\frac{16(d_{i,6} + e)}{\pi((d_{i,6} + e)^4 - d_{i,6}^4)} \times \sqrt{4M_{feq}^2 + 3M_t^2} \leq \frac{\sigma_{p,6}}{S_6} \quad (IV.19)$$

On a : $d_{i,6} = 15,5 \text{ mm}$, $S_6 = 2$

Posons $e = 2 \text{ mm}$

On obtient $\sigma_{p,6} \geq 4,1 \text{ kpa}$

$d_{e,6} \geq 15,5 + 2 = 17,5 \text{ mm}$

Alors on va prendre $d_{e,6} = 25 \text{ mm}$.

IV.7. Dimensionnement de l'engrenage à roue et vis sans fin (5/4)

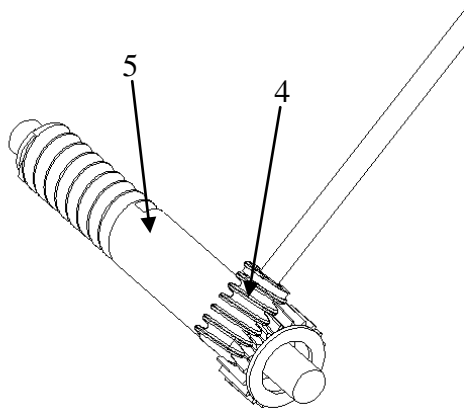


Fig. IV.11 : l'engrenage à roue et vis sans fin (5/4) [9].

Nous avons :

- $\omega_5 = 23,68$ trs/s
- $Z_4 = 1$ filets
- $Z_5 = 20$ dents
- $\beta_4 = 75^\circ$
- $\beta_5 = 15^\circ$
- $K_5 = 9$
- $R_{p,5} = 5$ Mpa
- $P_6 = 0,086$ watts

IV.7.1. Calculons l'effort F_6

$$C_t = F_{H,6} \times \frac{d_5}{2}$$

C_t : Couple de torsion ($C_t = 5,95$ N. mm)

d_5 : Diamètre de la roue 5 ($d_5 = 8,8$ mm)

$F_{H,5}$: Force horizontale appliquée à une dent de la roue

$$F_{H,5} = \frac{2 \times 5,95}{8,8} = 1,35 \text{ N.}$$

$$F_5 = \frac{F_{H,5}}{\cos 20} = \frac{1,35}{\cos 20} = 1,44 \text{ N.}$$

$$F_{V,5} = F_5 \times \sin 20 = 0,49 \text{ N.}$$

Etude dynamique du correcteur de phare

IV.7.2. Calculons le module m_n en utilisant la formule de Lewis

Nous avons :

$$m_{n,5} \geq 2,34 \times \sqrt{\frac{F_{H,5}}{K \times \sigma_{P,5}}} \quad (IV.20)$$

Donc :

$$m_{n,5} \geq 2,34 \times \sqrt{\frac{1,35}{9 \times 5}} = 0,40 \text{ mm.}$$

On prend : $m_{n,5} = 0,45 \text{ mm.}$

| Eléments caractéristiques | vis | roue |
|---|--|--|
| Angle de pression réel | α_n | |
| Module réel | $m_{n,5}$ | |
| Nombre de dents | Z_4 (ou nombre de filets) | Z_5 |
| Angle d'hélice primitive | β_4 | β_5 |
| Module axial | $m_{x4} = \frac{m_{n,5}}{\sin \beta_4}$ | $m_{x5} = \frac{m_{n,5}}{\sin \beta_5}$ |
| Module apparent | $m_{t4} = \frac{m_{n,5}}{\cos \beta_4}$ | $m_{t5} = \frac{m_{n,5}}{\cos \beta_5}$ |
| Pas réel | $P_{n,5} = \pi m_{n,5}$ | |
| Pas axial | $P_{x4} = \pi m_{x4}$ | $P_{x5} = \pi m_{x5}$ |
| Pas apparent | $P_{t4} = \frac{P_n}{\cos \beta_4}$ | $P_{t5} = \frac{P_n}{\cos \beta_5}$ |
| Pas hélicoïdal | $P_{Z4} = Z_1 P_{x4}$ | $P_{Z5} = Z_5 P_{x5}$ |
| Diamètre primitif | $d_4 = m_{t4} Z_4$ | $d_5 = m_{t5} Z_5$ |
| Hauteur de saillie | $h_{a4} = m$ | $h_{a5} = m$ |
| Hauteur de creux | $h_{f4} = 1,2m$ | $h_{f5} = 1,2m$ |
| Hauteur de dent | $h_4 = 2,2m$ | $h_5 = 2,2m$ |
| Diamètre de tête | $d_{a4} = d_4 + 2h_{a4}$ | $d_{a5} = d_5 + 2h_{a5}$ |
| Diamètre de creux | $d_{f4} = d_4 - 2h_{f4}$ | $d_{f5} = d_5 - 2h_{f5}$ |
| Largeur de denture (pour la vis, c'est la longueur) | $\frac{b_4}{m_{x4}} = 14 \text{ à } 20$ | $b_5 = 2m\sqrt{q+1}; q = \frac{d_4}{m_{x4}}$ |
| Rapport de transmission | $u = \frac{\omega_5}{\omega_4} = \frac{Z_4}{Z_5} = \frac{d_4}{d_5} \tan \beta_5$ | |
| Entraxe | $a = \frac{d_4 + d_5}{2}$ | |

Tableau IV.2 : caractéristiques de la roue (5) et la vis sans fin (4)

IV.8. Dimensionnement de l'arbre 5

❖ Dans le plan xAy :

Calcul de R_{Ay}

Nous avons :

$$\Sigma M_{/B} = 0$$

Donc

$$-F_{V,5} \times 30 + R_{Ay} \times 45 = 0$$

Il vient :

$$R_{Ay} = \frac{0,49 \times 30}{45} = 0,33 \text{ N}$$

Alors :

$$R_{Ay} = 0,33 \text{ N}$$

Calcul de R_{By}

De même :

$$R_{By} = \frac{0,49 \times 15}{40} = 0,18 \text{ N}$$

Donc :

$$R_{By} = 0,18 \text{ N}$$

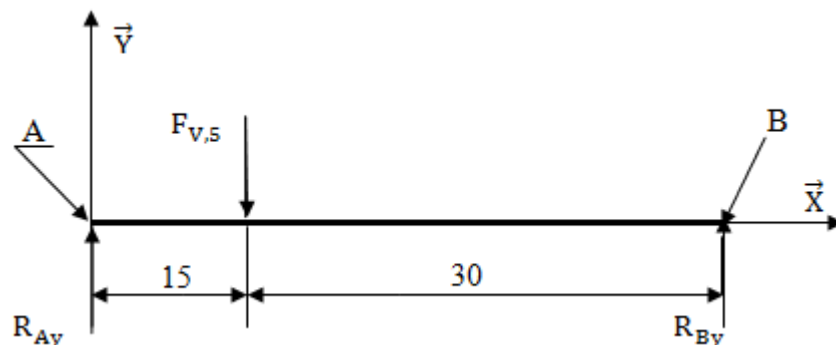


Fig. VI.12 : représentation des efforts sur l'arbre 5 dans le plan xAy

❖ Diagrammes des moments fléchissant dans le plan xAy :

$$0 \leq x < 15$$

$$M_{fy} = R_{Ay} \cdot x \quad \begin{cases} M_{fy} = 0 & \text{pour } x = 0 \\ M_{fy} = 4,95 \text{ Nmm} & \text{pour } x = 15 \text{ mm} \end{cases}$$

$$15 < x \leq 45$$

$$M_{fy} = R_{By} \cdot (45 - x) \quad \begin{cases} M_{fy} = 4,95 \text{ N mm} & \text{pour } x = 15 \text{ mm} \\ M_{fy} = 0 & \text{pour } x = 45 \text{ mm} \end{cases}$$

On remarque que $M_{fy\max} = 4,95 \text{ Nmm}$

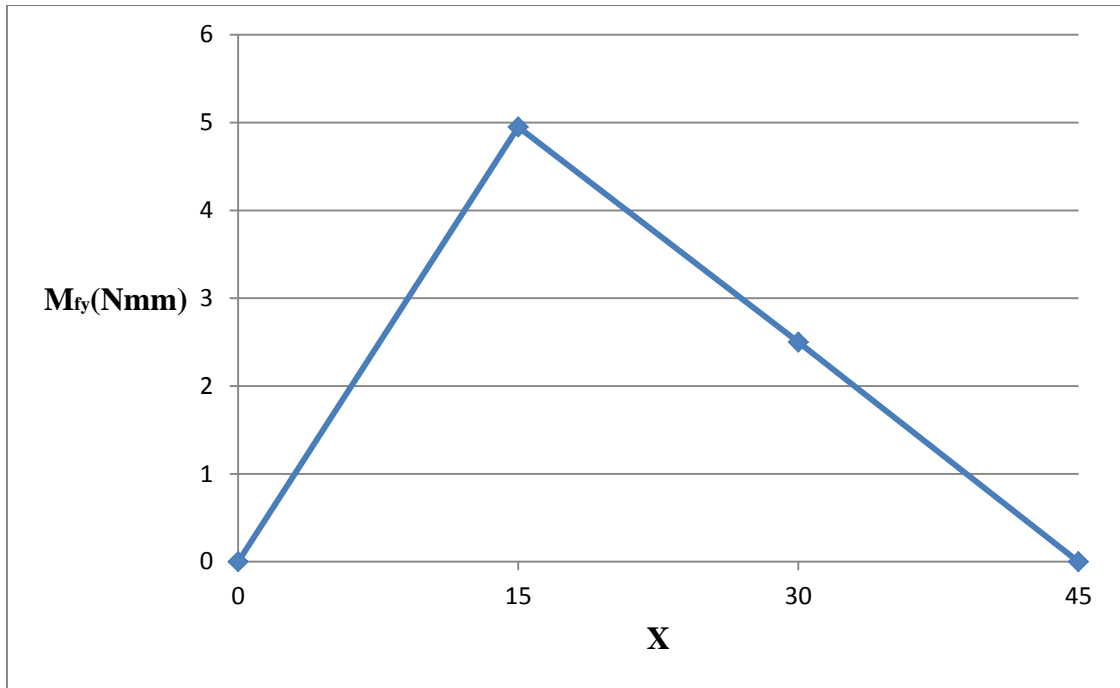


Fig. VI.13 : Diagrammes des moments fléchissant dans le plan xAy

❖ Dans le plan xoz :

Calcul de R_{AZ} :

On sait que :

$$\Sigma M_{/B} = 0$$

Soit :

$$-F_{H,5} \times 30 + R_{BZ} \times 45 = 0$$

Alors :

$$R_{AZ} = \frac{1,35 \times 30}{45} = 0,90 \text{ N}$$

Donc :

$$R_{AZ} = 0,90 \text{ N}$$

Calcul de R_{BZ} :

De même :

$$F_{H,5} \times 15 - R_{BZ} \times 45 = 0$$

Soit :

$$R_{BZ} = \frac{1,35 \times 15}{45} = 0,45 \text{ N}$$

Donc :

$$R_{BZ} = 0,45 \text{ N}$$

Etude dynamique du correcteur de phare

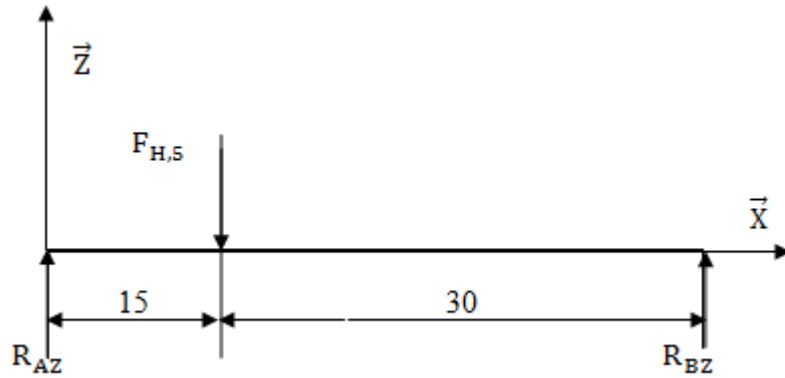


Fig. VI.14 : représentation des efforts sur l'arbre 5 dans le plan xAz

Diagrammes des moments fléchissant dans le plan xAz :

$$0 \leq x < 15$$

$$M_{fz} = R_{AZ} \cdot x \quad \begin{cases} M_{fz} = 0 & \text{pour } x = 0 \\ M_{fz} = 13,5 \text{ Nmm} & \text{pour } x = 15 \text{ mm} \end{cases}$$

$$15 < x \leq 45$$

$$M_{fz} = R_{BZ} \cdot (45 - x) \quad \begin{cases} M_{fz} = 13,5 \text{ Nmm} & \text{pour } x = 15 \text{ mm} \\ M_{fz} = 0 & \text{pour } x = 45 \text{ mm} \end{cases}$$

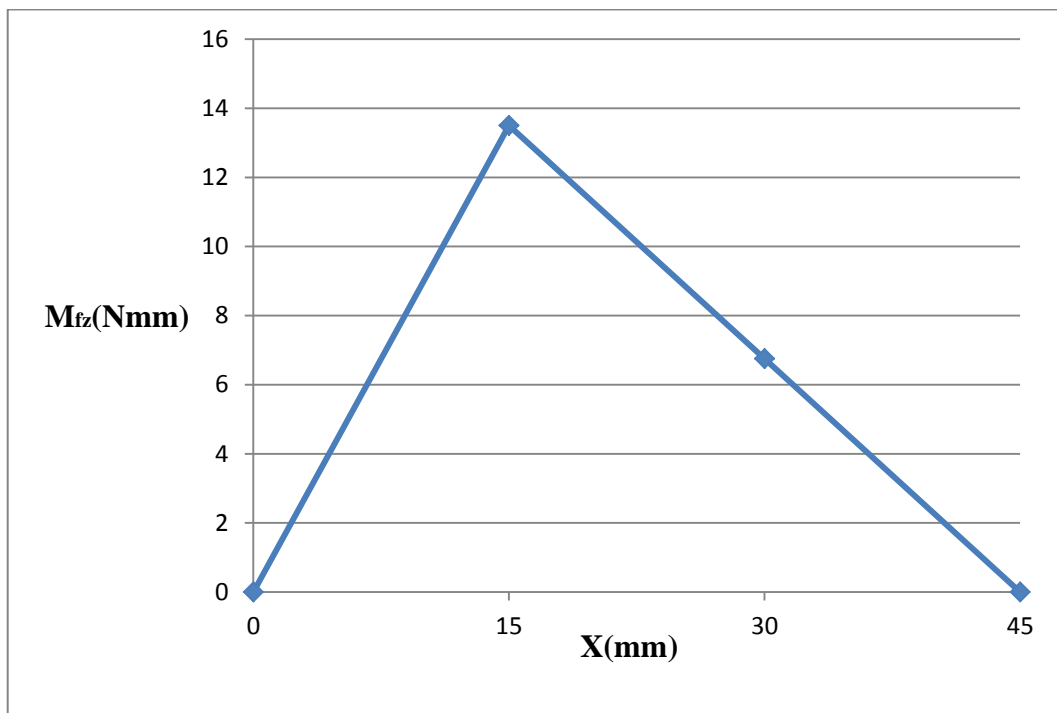


Fig. VI.15: Diagrammes des moments fléchissant dans le plan xAz

Donc le moment fléchissant maximum équivalent est donné par la relation suivante :

$$M_{feq} = \sqrt{M_{fy}^2 + M_{fz}^2} = \sqrt{(4,95)^2 + (13,5)^2} = 14,38 \text{ Nmm}$$

Etude dynamique du correcteur de phare

Le moment de torsion est donné par la relation suivante :

$$M_t = F_H \times d_5/2 = 5,95 \text{ Nmm}$$

Finalement et d'après le critère de Von Mises nous avons :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{S \times 16}{\pi \times R_{p,5}} \sqrt{4M_{frmax}^2 + 3M_t^2}} \quad (IV.21)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 16}{\pi \times 5} \sqrt{4(13,38)^2 + 3(5,95)^2}} = 3,88 \text{ mm}$$

On prend : **$d_5=4\text{mm}$**

Chapitre V :
Étude technologique

V.1. INTRODUCTION

Le présent chapitre est considéré comme la partie principale de cette étude car elle est consacrée à donner une valeur au calcul que nous avons fait et avoir un produit de précision en un moindre temps, ce qui donne l'importance d'utilisation des logiciels de CAO dans la conception des produits en général.

V.2. DEFINITION DE LA CAO

La CAO est une technique dans laquelle l'homme et l'ordinateur sont rassemblés pour résoudre des problèmes techniques dans une équipe qui associe étroitement les meilleures qualités de chacun d'eux. En CAO on travaille souvent en trois dimensions.

V.2.1. Les avantages et les inconvénients de la CAO

- ❖ **les avantages** : les principaux avantages cités par les utilisateurs sont :
 - Un processus de conception plus efficace ;
 - Meilleure précision ;
 - Réduction du temps de conception.
- ❖ **Les inconvénients**: il y a également quelques inconvénients comme :
 - Coût du matériel ;
 - Coût des formations.

V.3. DEFINITION DU SOLIDWORKS

Solidworks est un logiciel de conception mécanique de modélisation volumique paramétrée basée sur des fonctions associatives, où il est possible d'esquisser des idées et d'essayer différentes conceptions pour créer des modèles 3D.

V.3.1. Les différentes utilisations de SolidWorks

Ce logiciel est utilisé par des concepteurs, des ingénieurs, des étudiants et d'autres professionnels pour produire des pièces, des assemblages et des mises en plan complexes. De plus, il peut être utilisé dans plusieurs domaines, nous citons par exemple :

- Produit mécanique ;
- Produit de design industriel ;
- Ouvrage de génie civil.

Ce logiciel a été créé en 1993 par l'éditeur américain éponyme, SolidWorks a été acheté le 24 juin 1997 par la société systèmes [10].

V.3.2. Fonctionnement

SolidWorks est un modèleur 3D utilisant la conception paramétrique. Il génère 3 types de fichiers relatifs à trois concepts de base: la pièce, l'assemblage et la mise en plan. Ces fichiers sont en relation. Toute modification à quelque niveau que ce soit est répercutée vers tous les fichiers concernés.

Un dossier complet contenant l'ensemble des fichiers relatifs à un même système constitue une maquette numérique. De nombreux logiciels viennent compléter l'éditeur SolidWorks.

Des utilitaires orientés métiers (tôlerie, bois, BTP...), mais aussi des applications de simulation mécanique ou d'image de synthèse travaillent à partir des éléments de la maquette virtuelle.

Etude technologique du correcteur de phare

De part le logiciel de CAO SolidWorks, enrichi des compléments COSMOS Works (analyse de conception) et COSMOS Motion (simulation de mouvement), représente le nec le plus ultra des outils de simulation intégrés.

L'intégration complète a été possible du fait que les applications Solidworks, COSMOS Works et COSMOS Motion sont tout trois natives Windows. Ils ont toutes été développés spécifiquement pour le système d'exploitation Windows, et non pas transférées à partir d'autres systèmes d'exploitation. Une compatibilité totale avec Windows assure aussi la compatibilité avec d'autres applications exécutées sous Windows.

COSMOS Works, un des principaux logiciels d'analyse, a depuis longtemps fait ses preuves en tant qu'outil de conception de produits fonctionnant de façon étroitement liée à la CAO L'ajout de COSMOS Motion permet désormais une simulation encore plus complète des nouveaux produits, et aide à réduire le nombre de prototypes physiques nécessaires dans le développement de produits [10].

V.4. Dessin de chaque pièce du correcteur de phare en 3D

Le dessin des pièces en 3D est l'une des parties les plus difficiles, surtout pour quelqu'un qui n'a pas fait une formation sur le logiciel.

D'abord il fallait comprendre le logiciel (son utilisation et ces différentes fonctions), après nous avons dessiné les différentes pièces de la machine en 3D. Ce qui m'a permis de comprendre mieux les différentes fonctions de solidworks, surtout avec les pièces qui ont une géométrie complexe.

Pour donner un aperçu du travail effectué, voici quelques pièces dessinées avec solidworks :

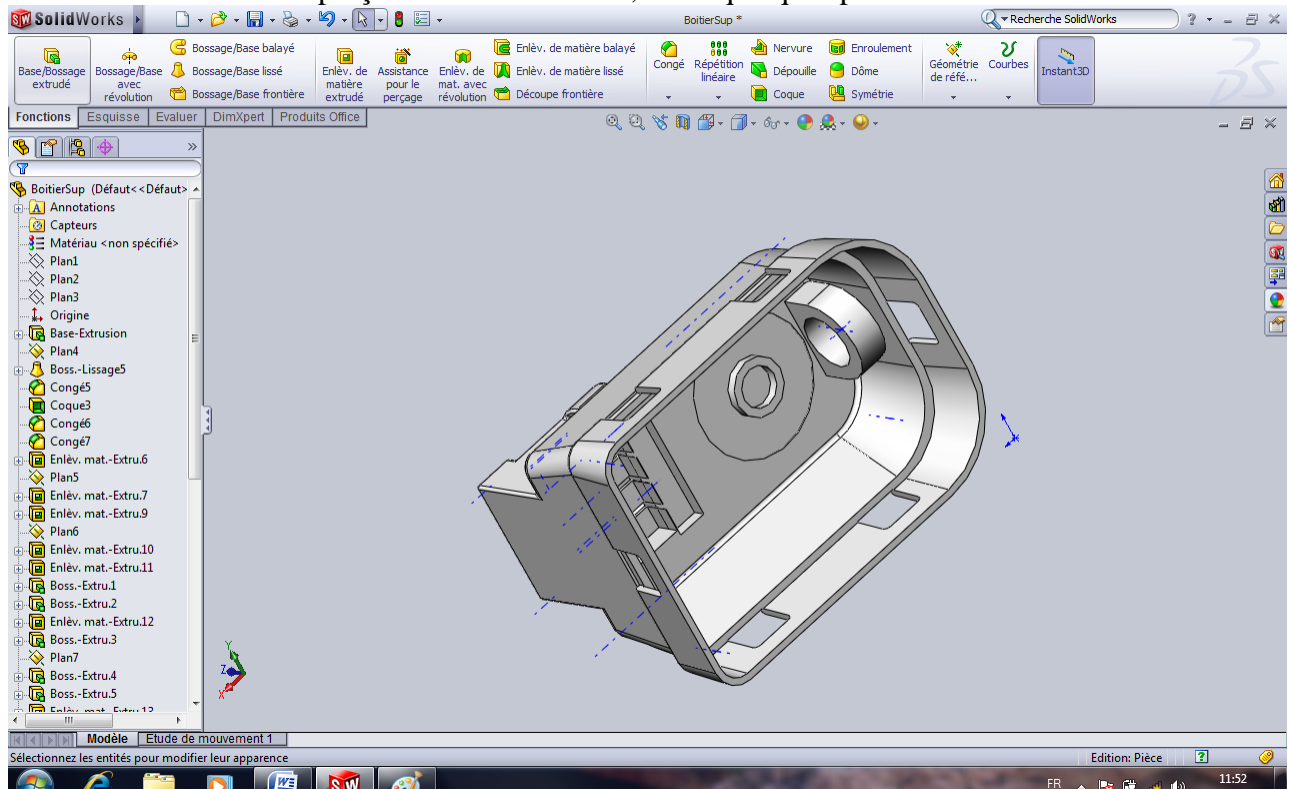


Fig. V.1 : boitier supérieur

Etude technologique du correcteur de phare

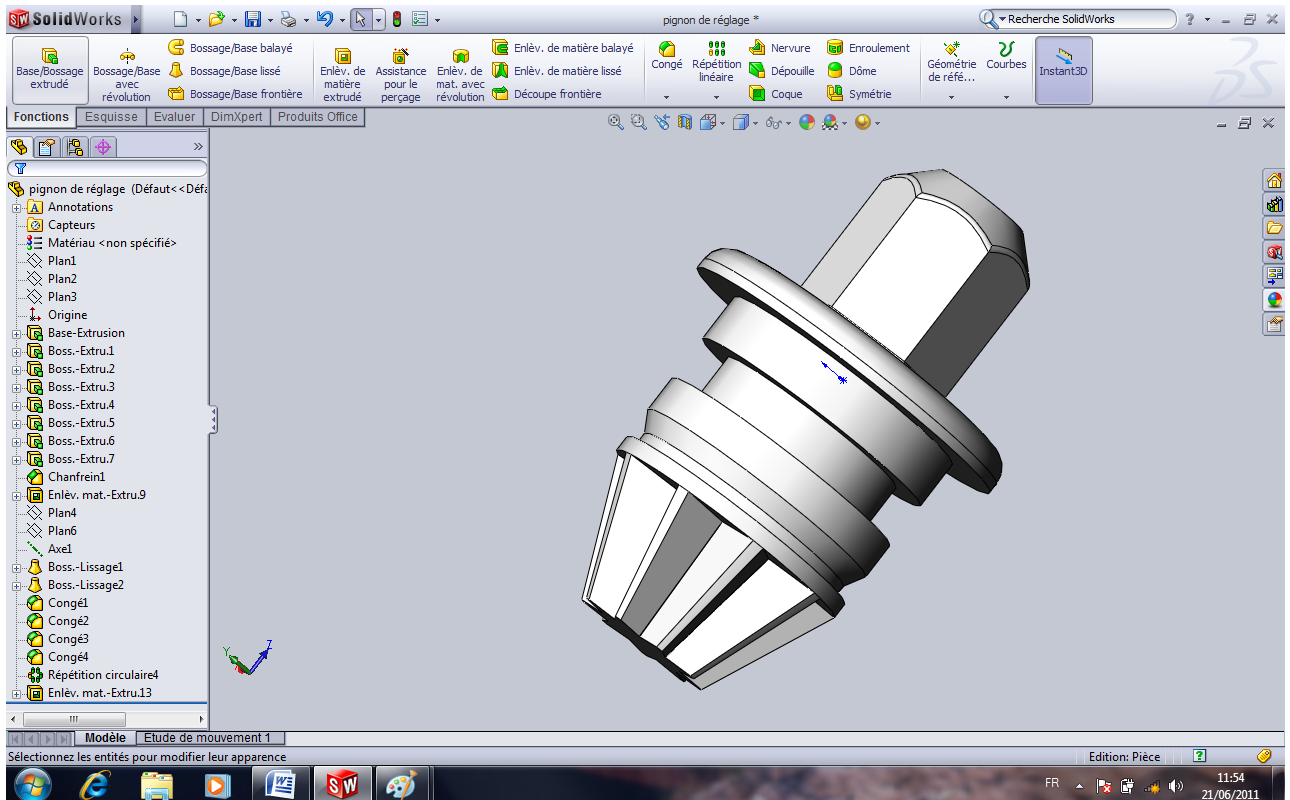


Fig. V.2 : pignon de réglage

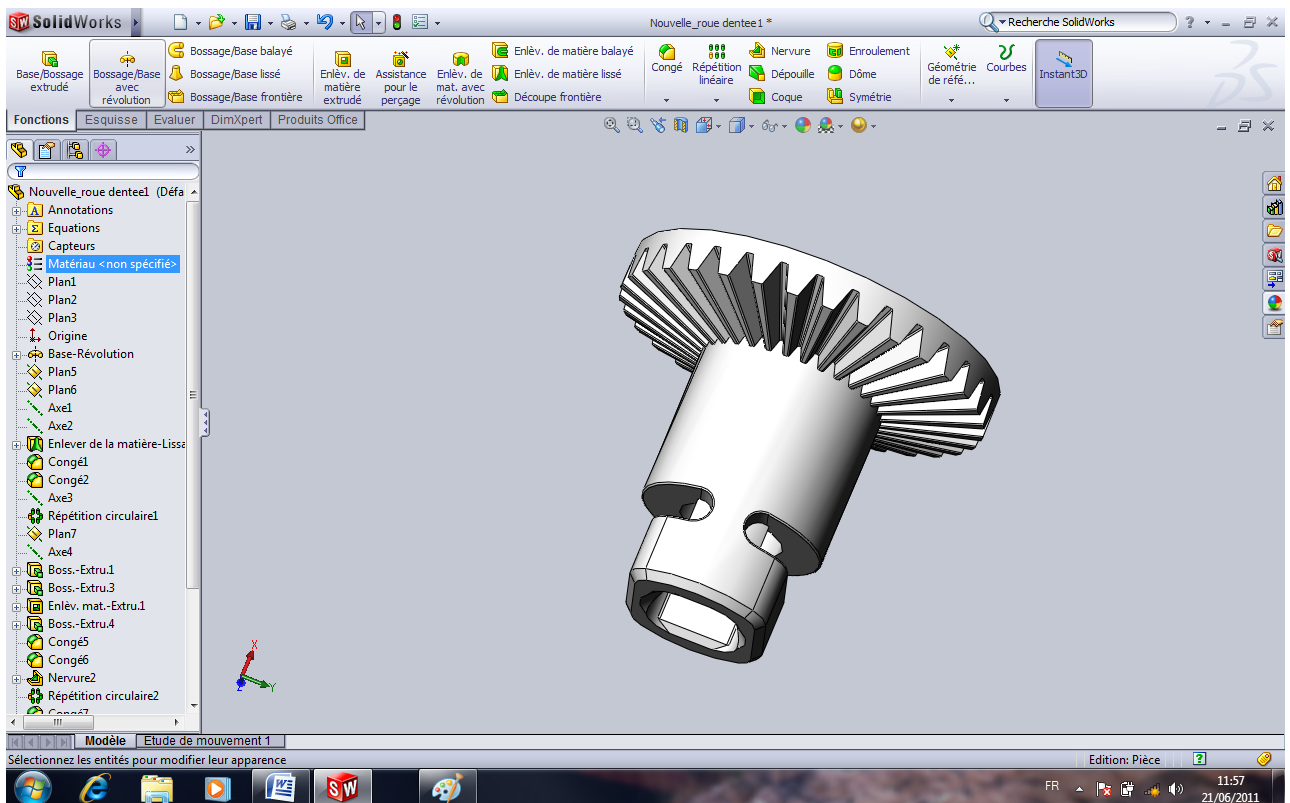


Fig. V.3 : roue dentée de renvoi

Etude technologique du correcteur de phare

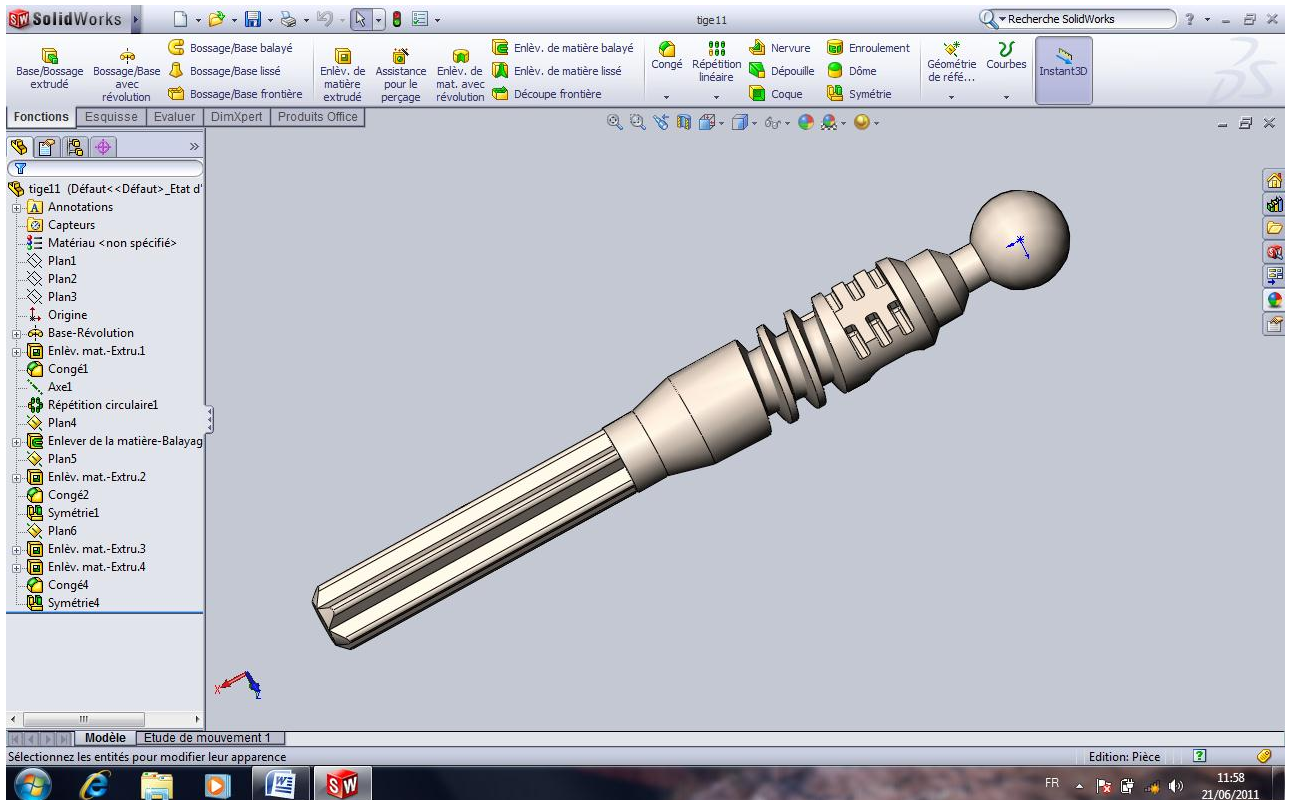


Fig. V.4 : axe de sortie

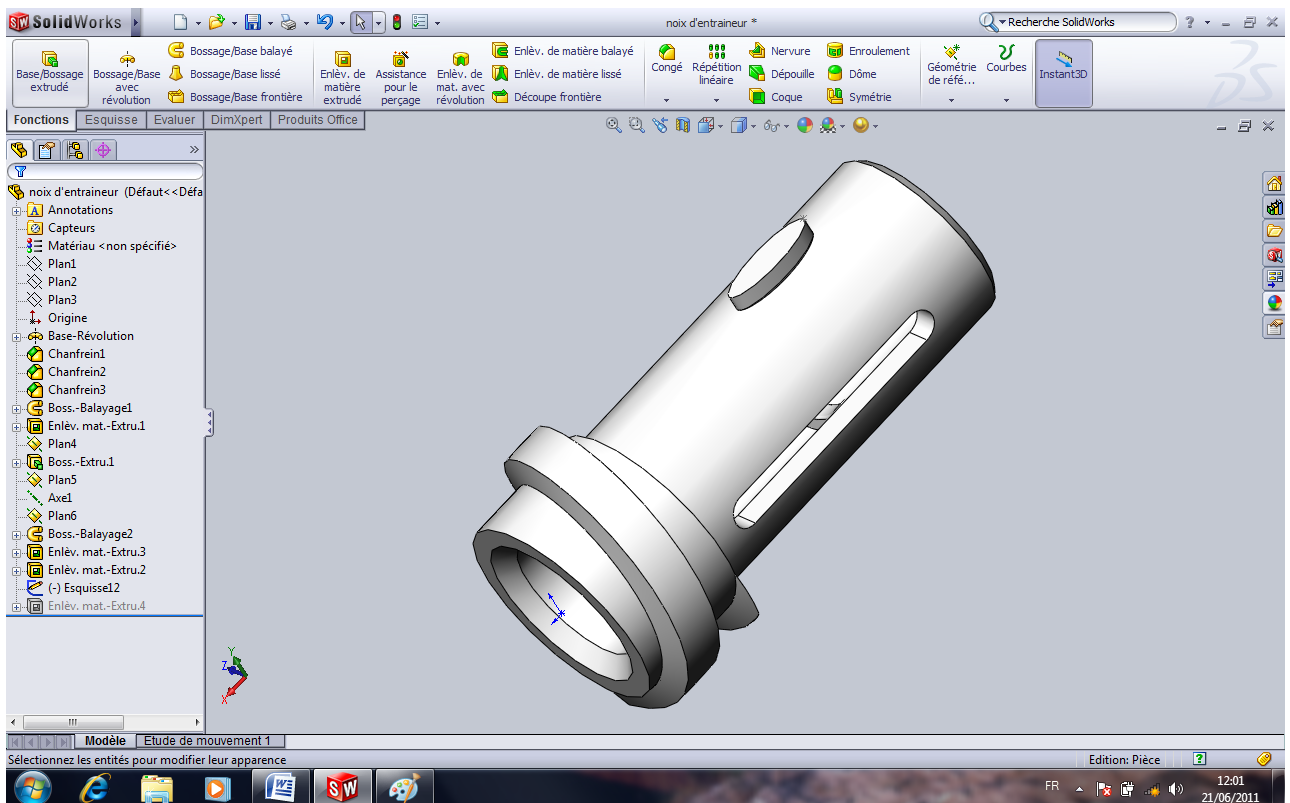


Fig. V.5 : manchon fileté

Etude technologique du correcteur de phare

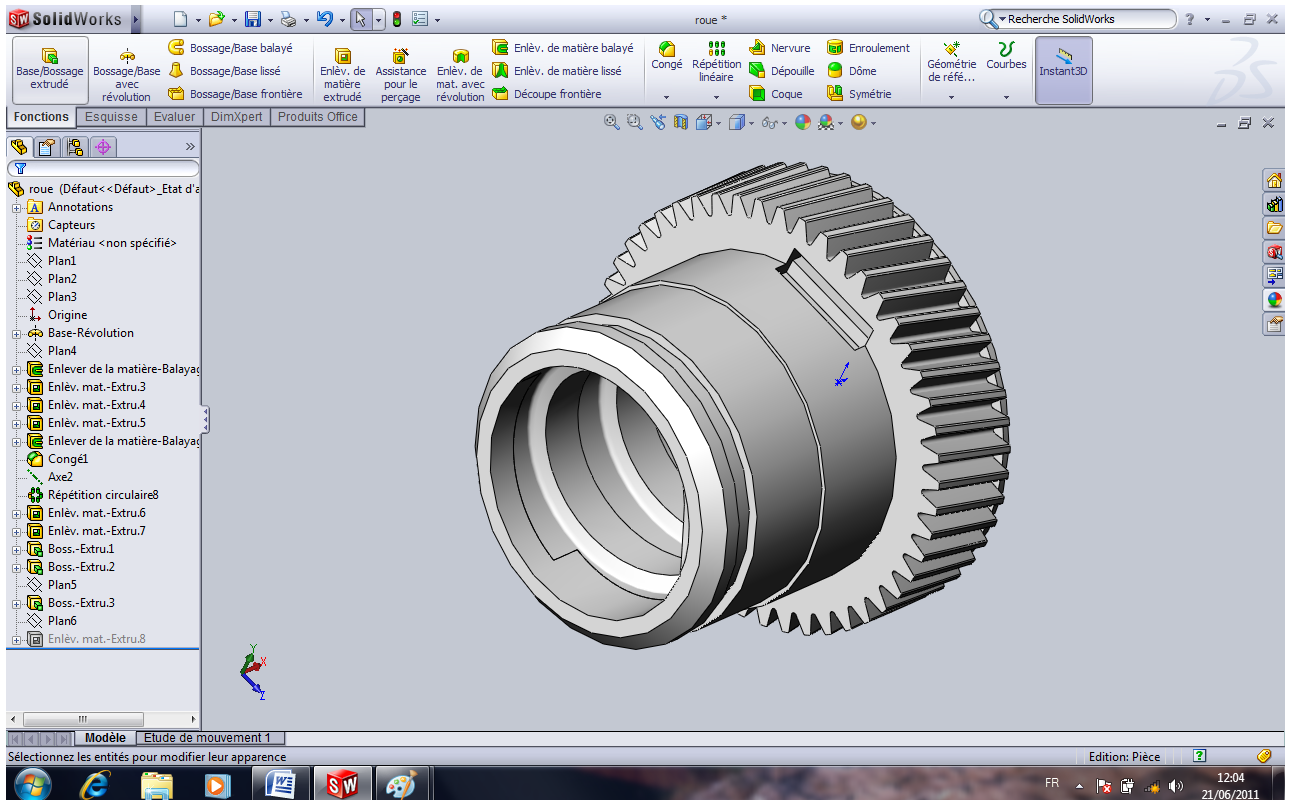


Fig. V.6 : roue dentée

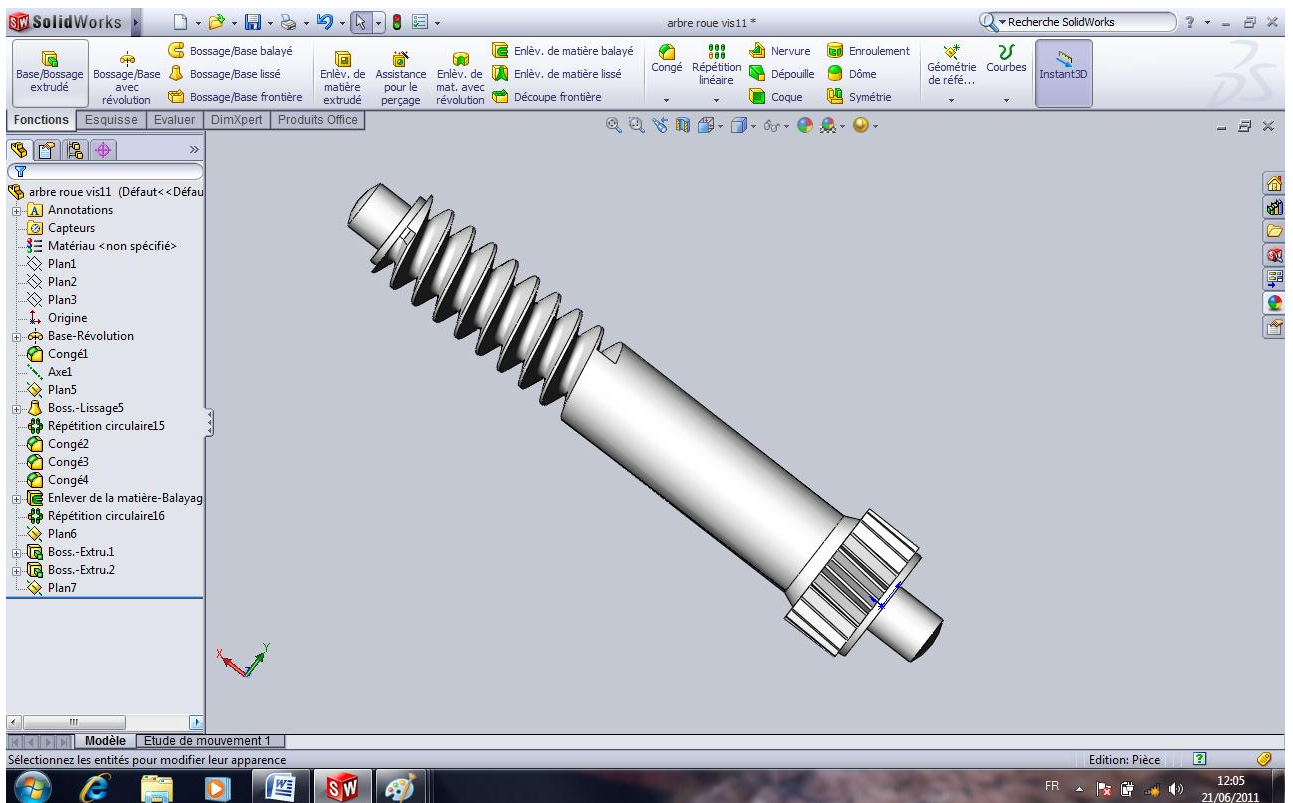


Fig. V.7 : arbre roue vis

Etude technologique du correcteur de phare

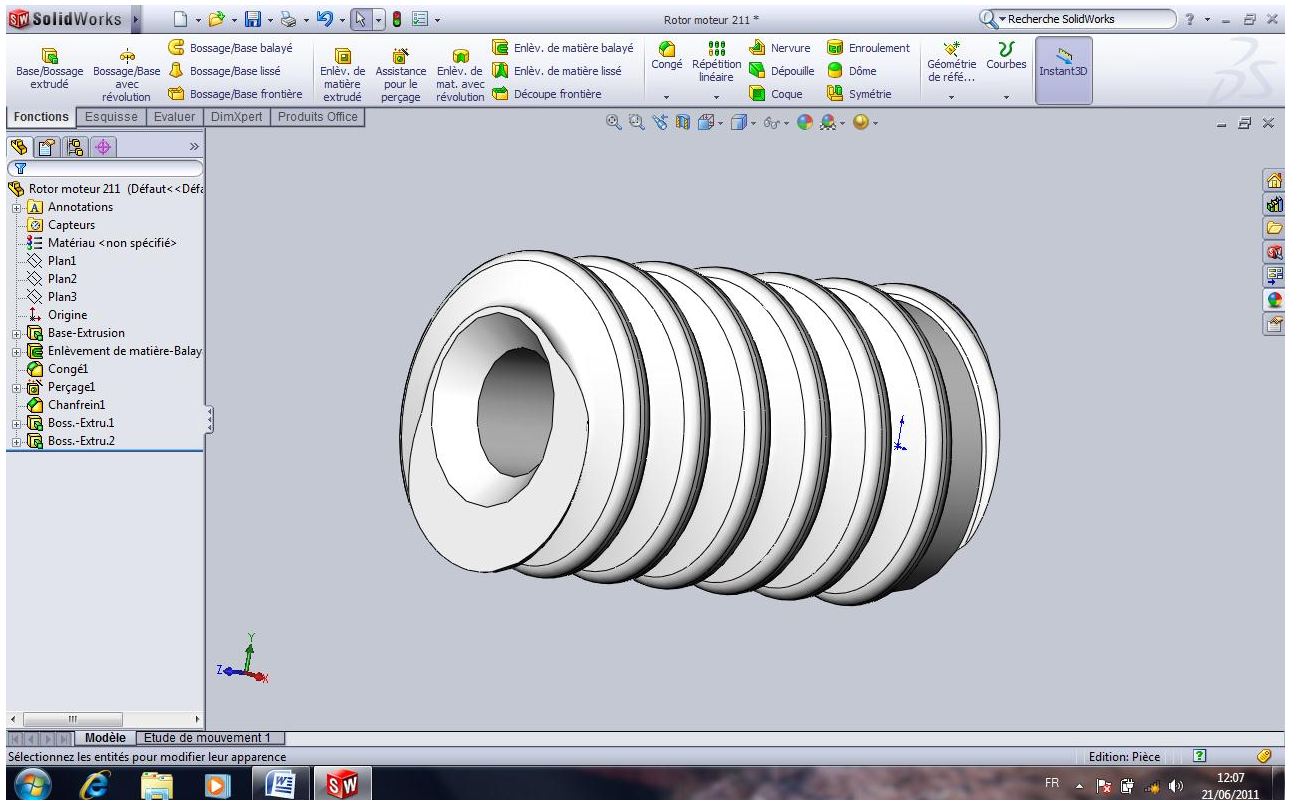


Fig. V.8 : vis sans fin

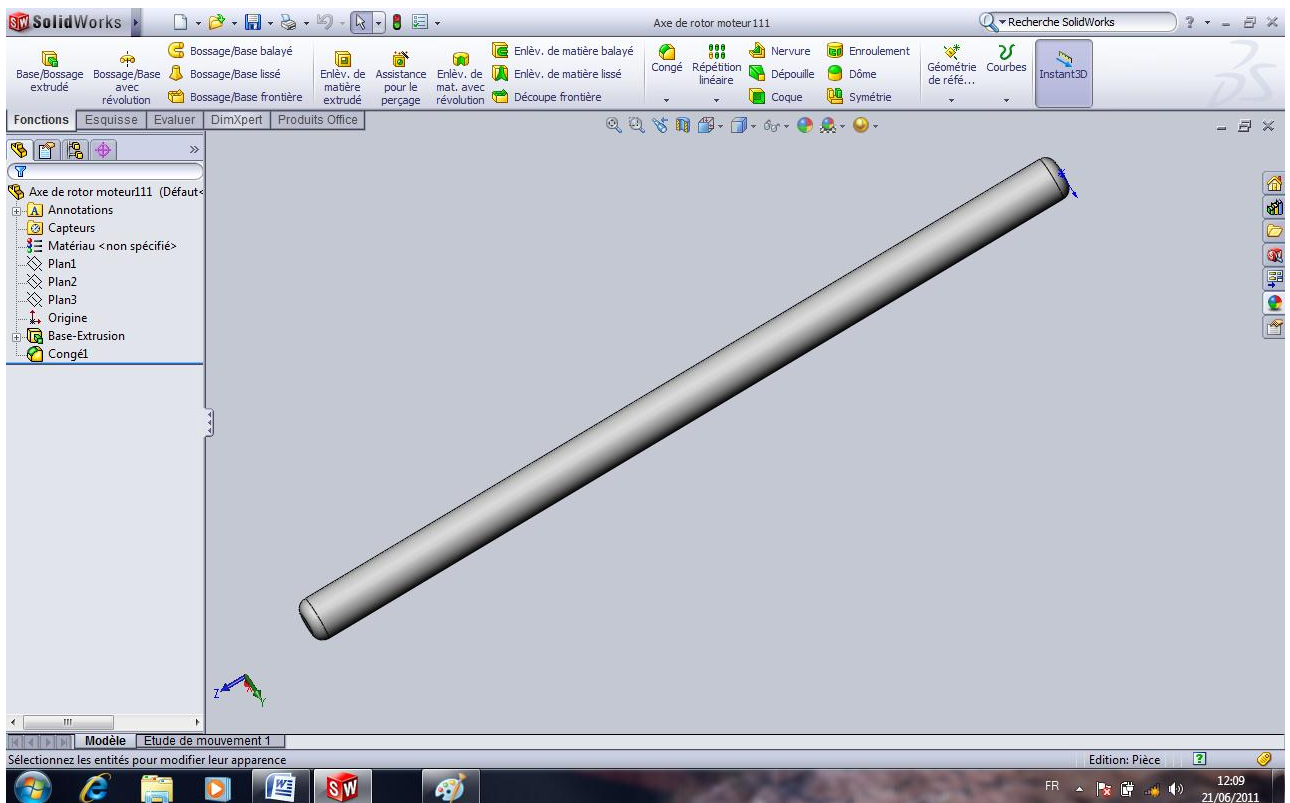


Fig. V.9 : axe moteur

Etude technologique du correcteur de phare

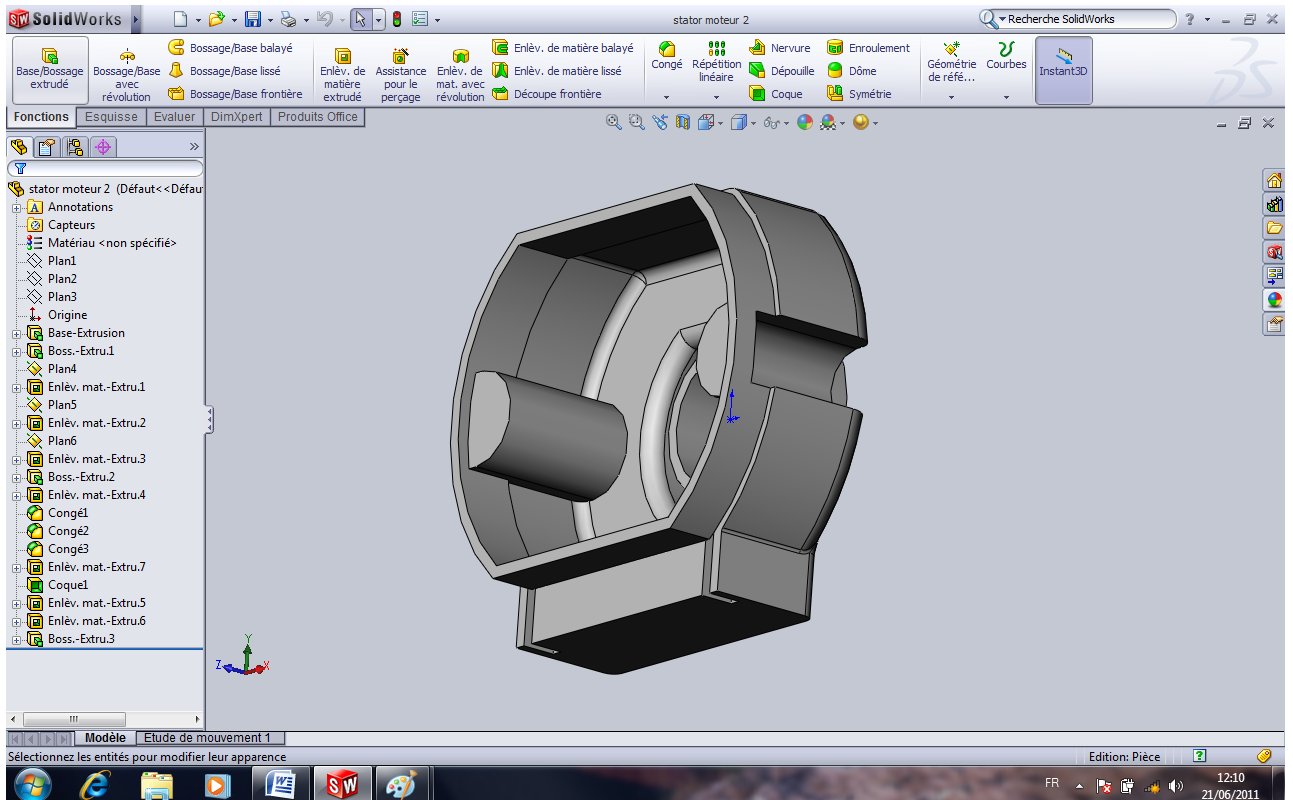


Fig. V.10 : boitier droit moteur

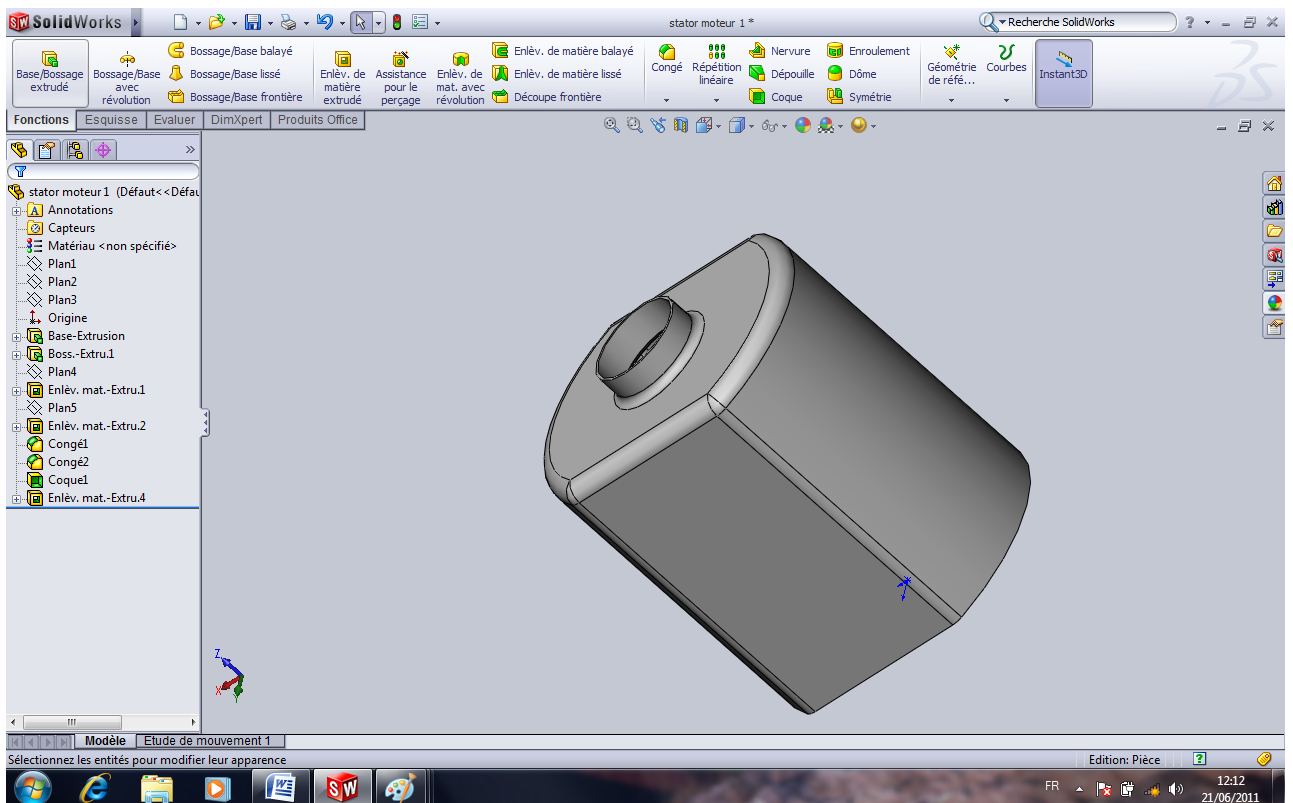


Fig. V.11 : boitier gauche moteur

V.5. Assemblage des pièces du correcteur de phare

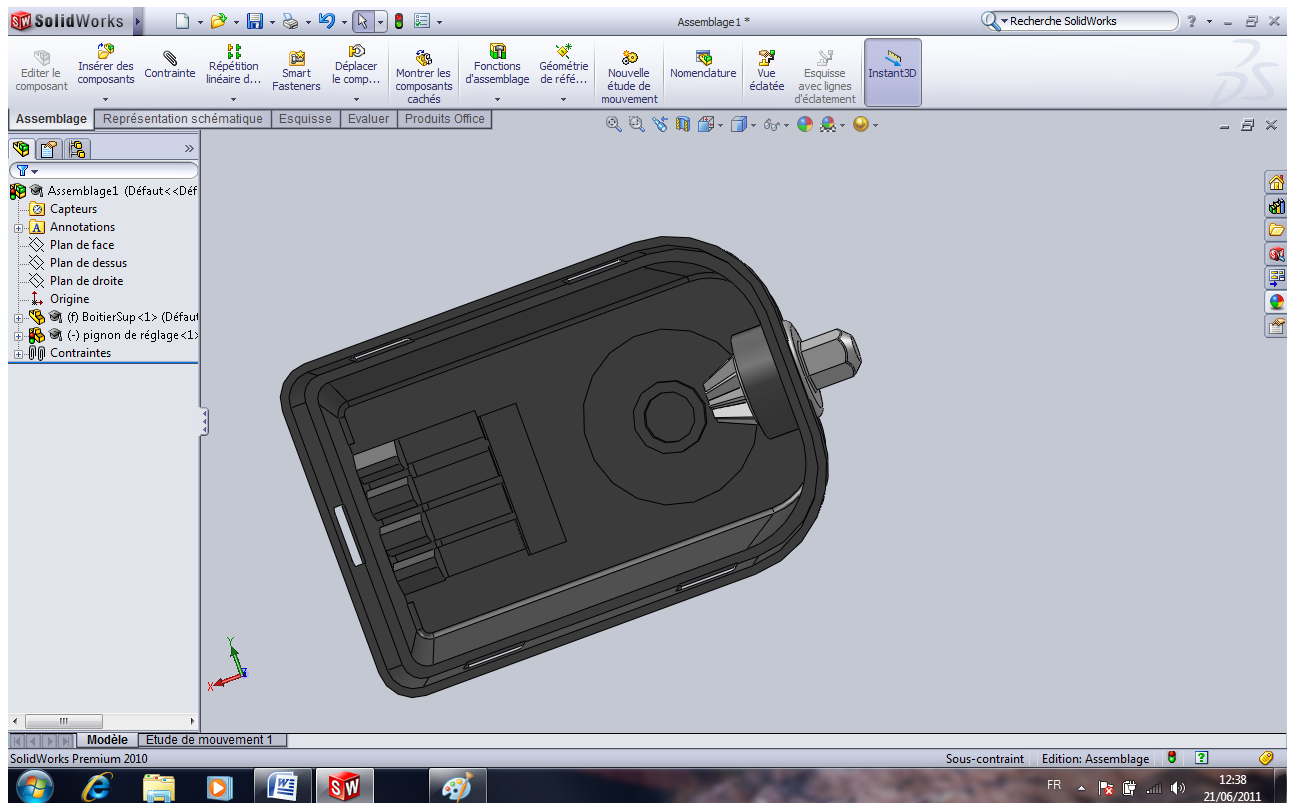


Fig. V.12 : Assemblage 1 (boitier supérieur + pignon de réglage)

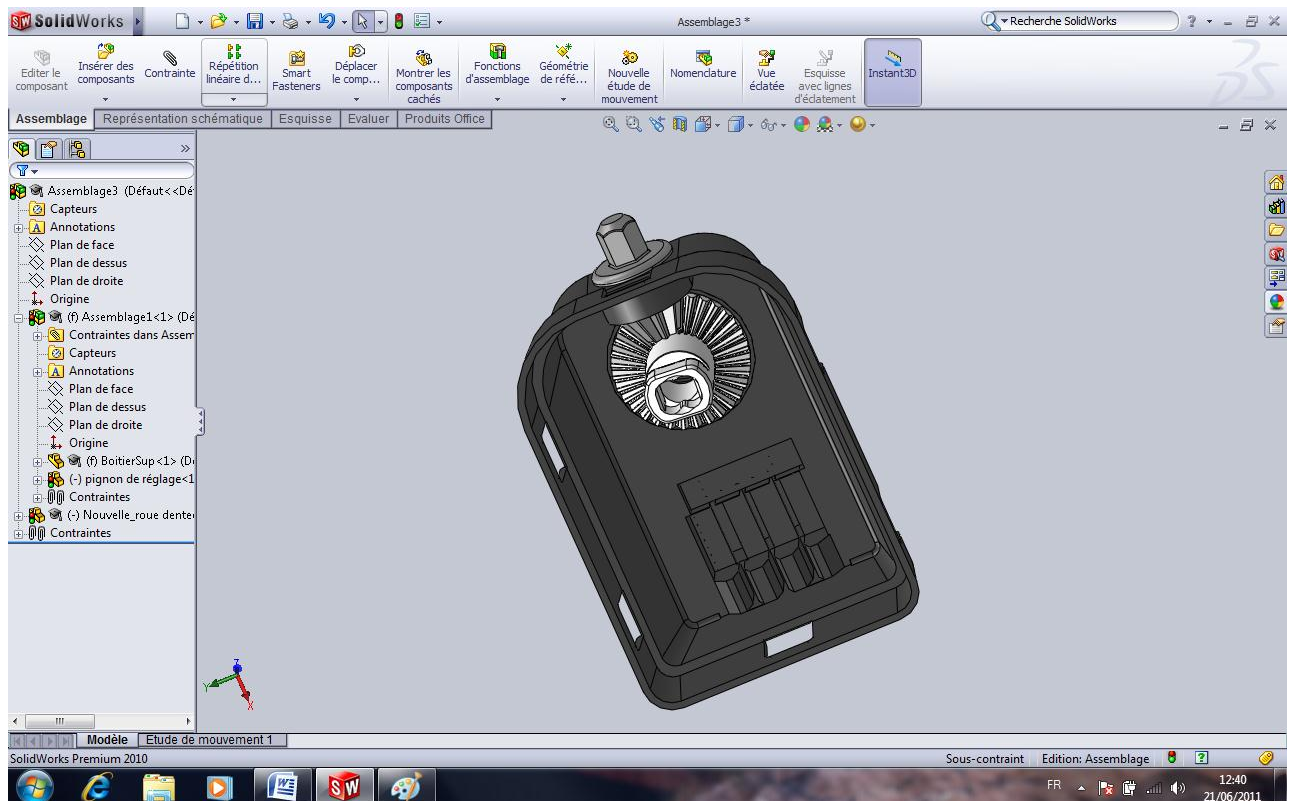


Fig. V.13 : Assemblage 2 (assemblage 1 +roue dentée de renvoi)

Etude technologique du correcteur de phare

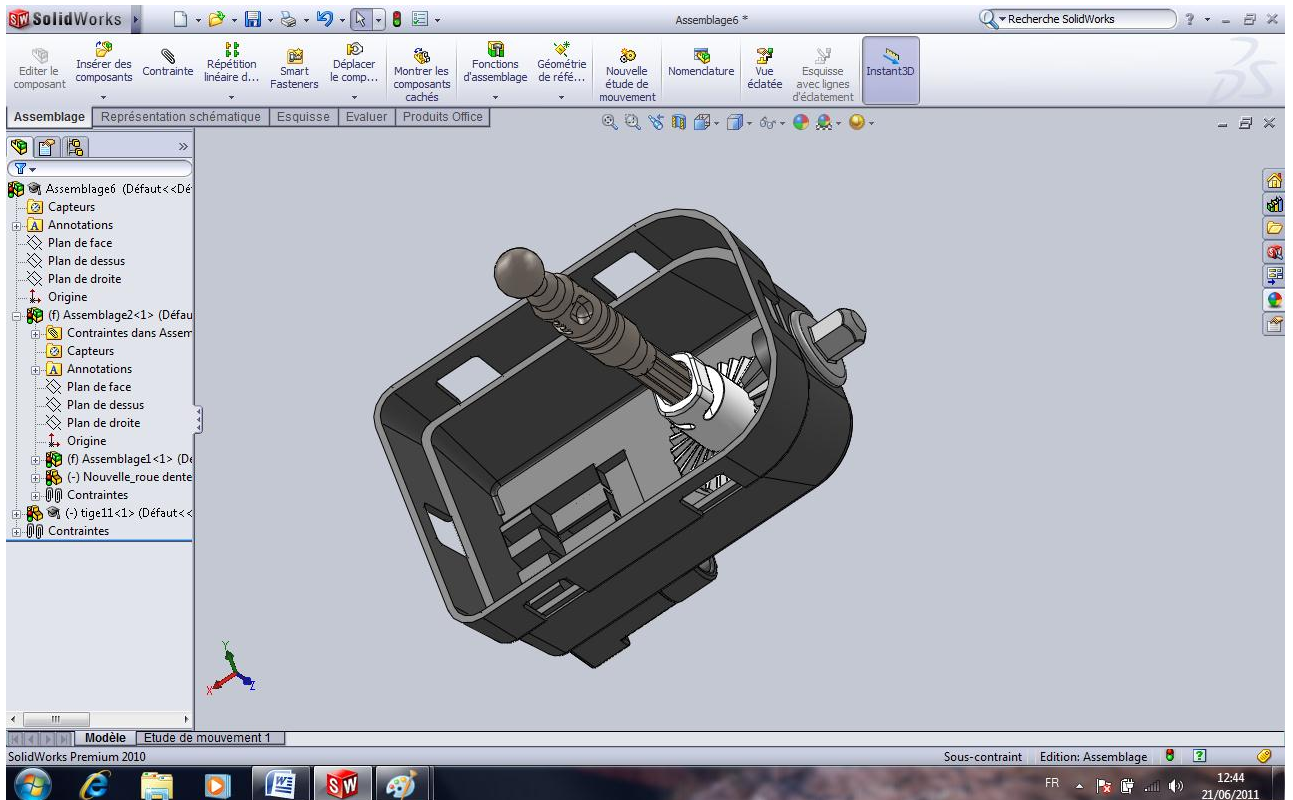


Fig. V.14 : Assemblage 3(assemblage 2+axe de sortie)

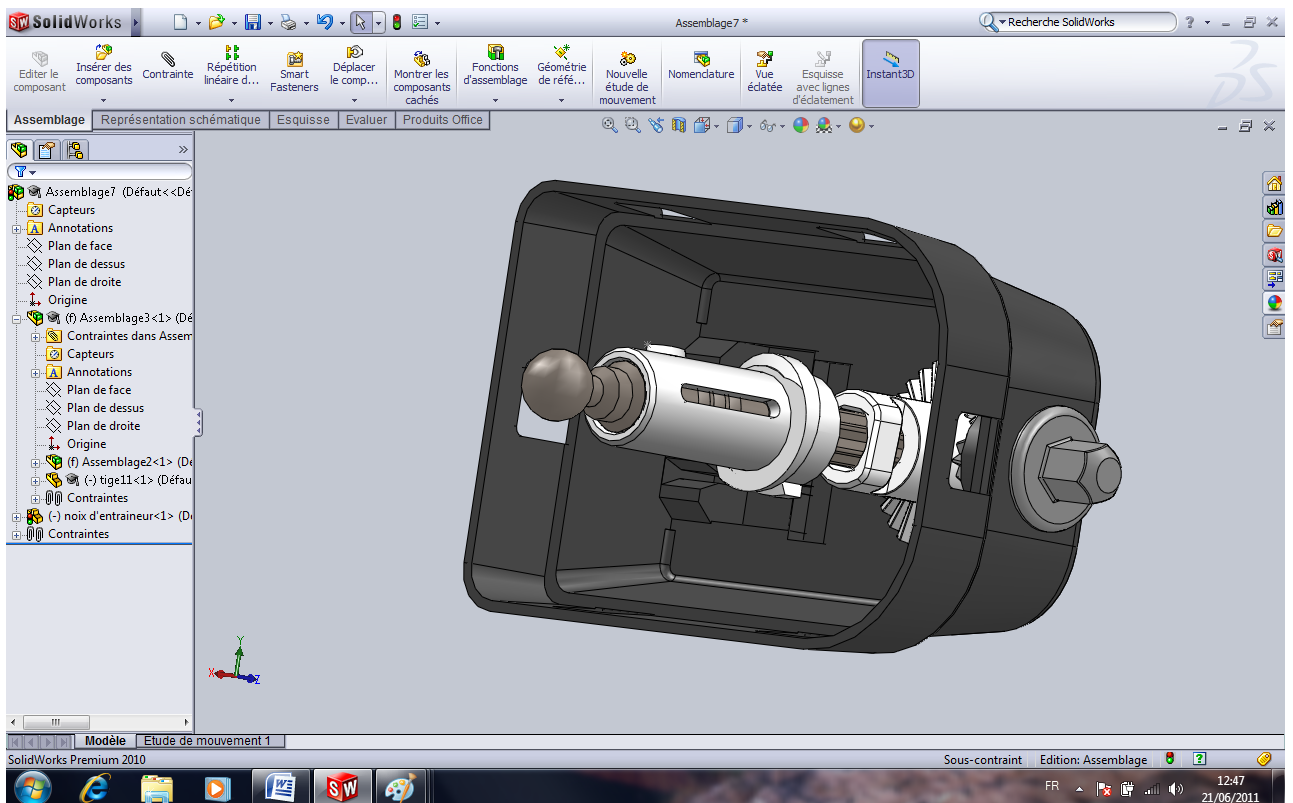


Fig. V.15 : Assemblage 4(assemblage 3+manchon fileté)

Etude technologique du correcteur de phare

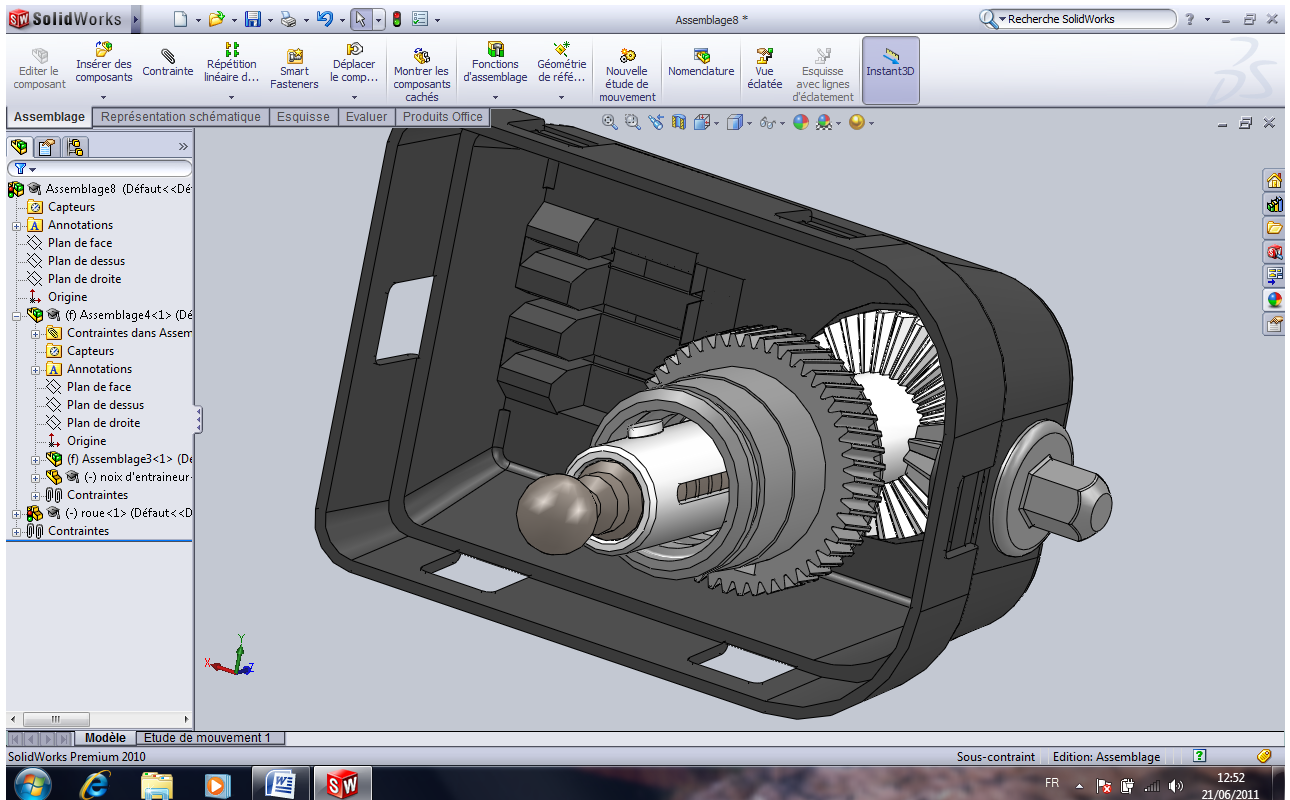


Fig. V.16 : Assemblage 5(assemblage 4+roue dentée)

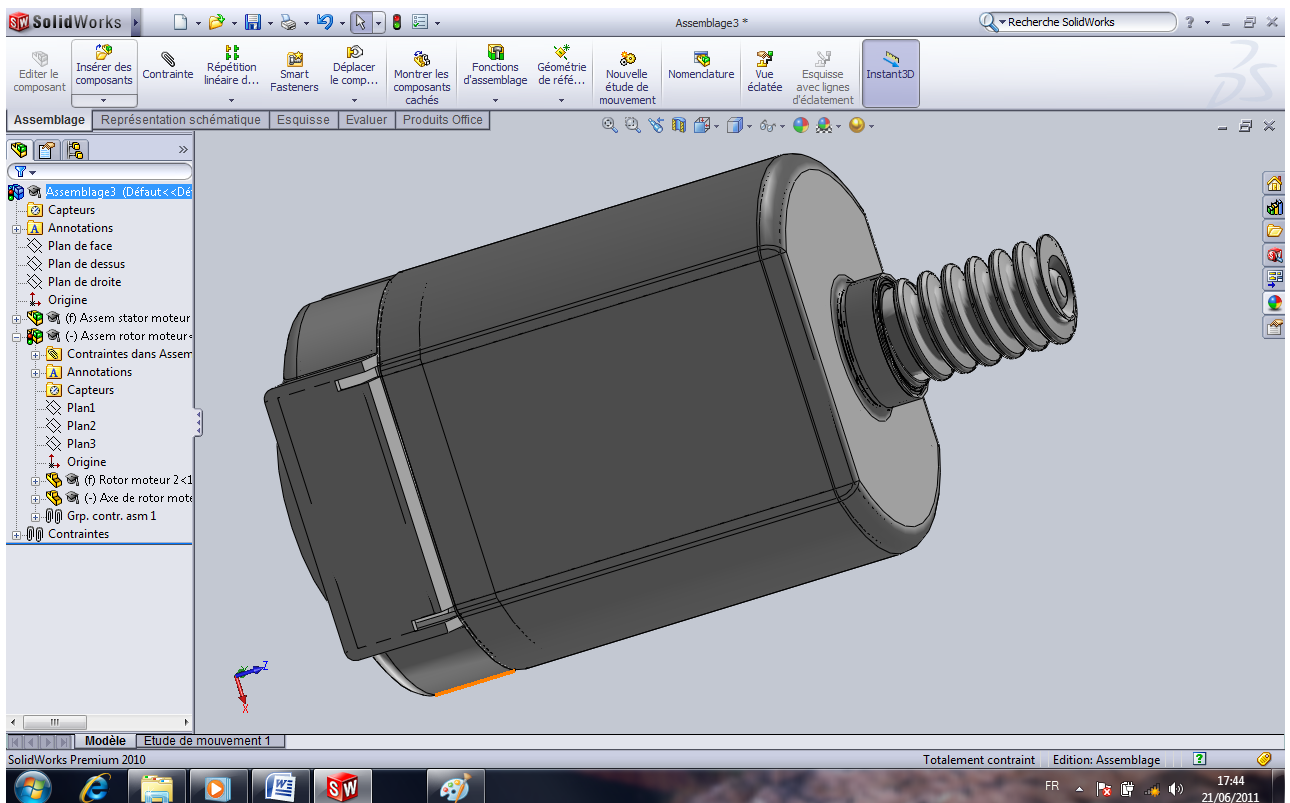


Fig. V.17 : Assemblage 6(boîtier gauche +boîtier droit +axe moteur +vis sans fin)

Etude technologique du correcteur de phare

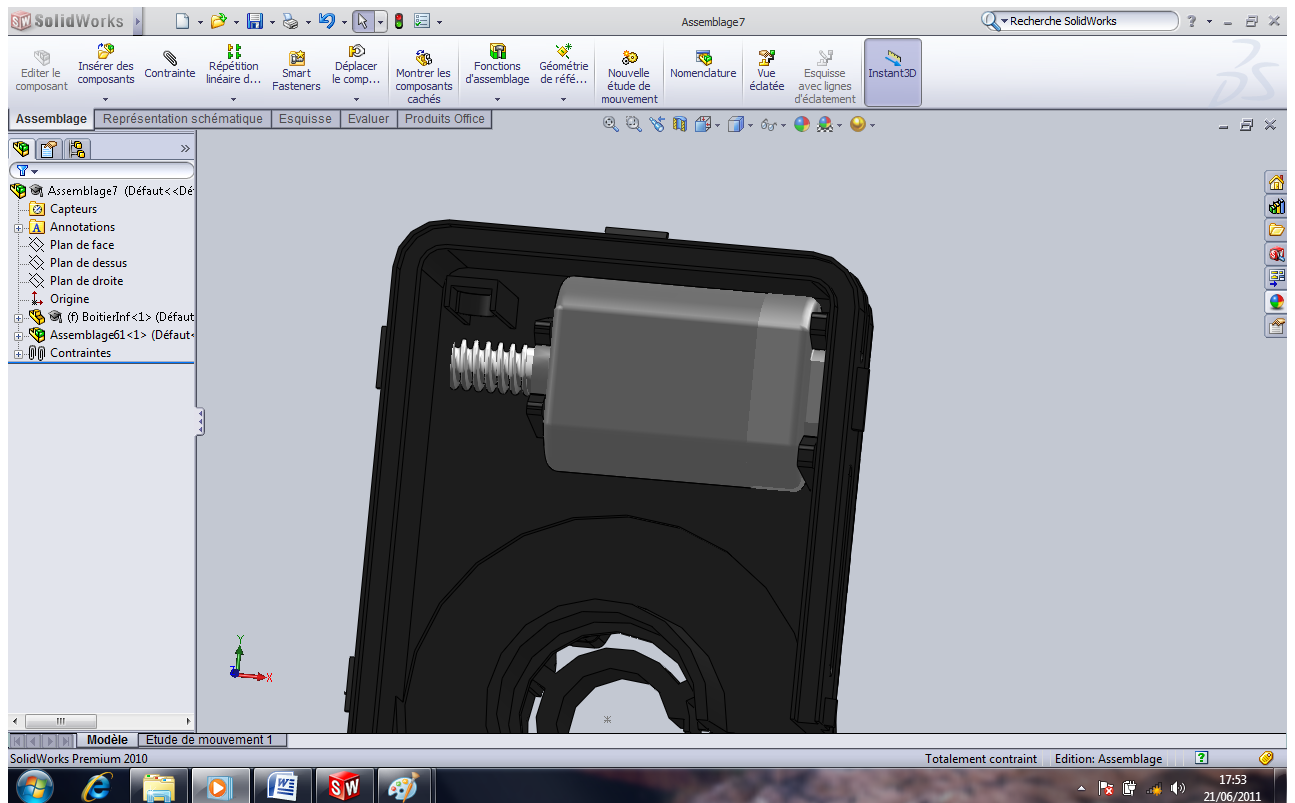


Fig. V.18 : Assemblage 7(assemblage 6+boitier inferieur)

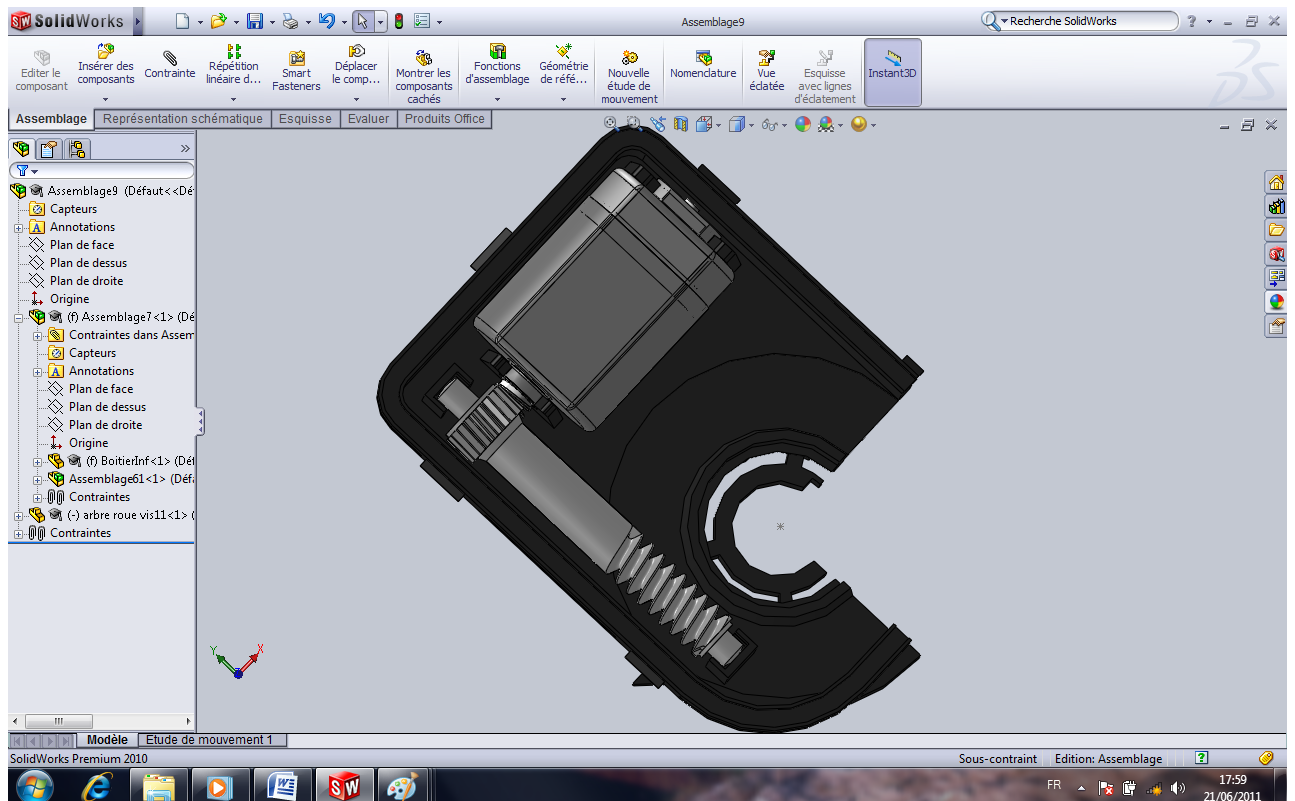


Fig. V.19 : Assemblage 8(assemblage 7+arbre roue vis)

Etude technologique du correcteur de phare

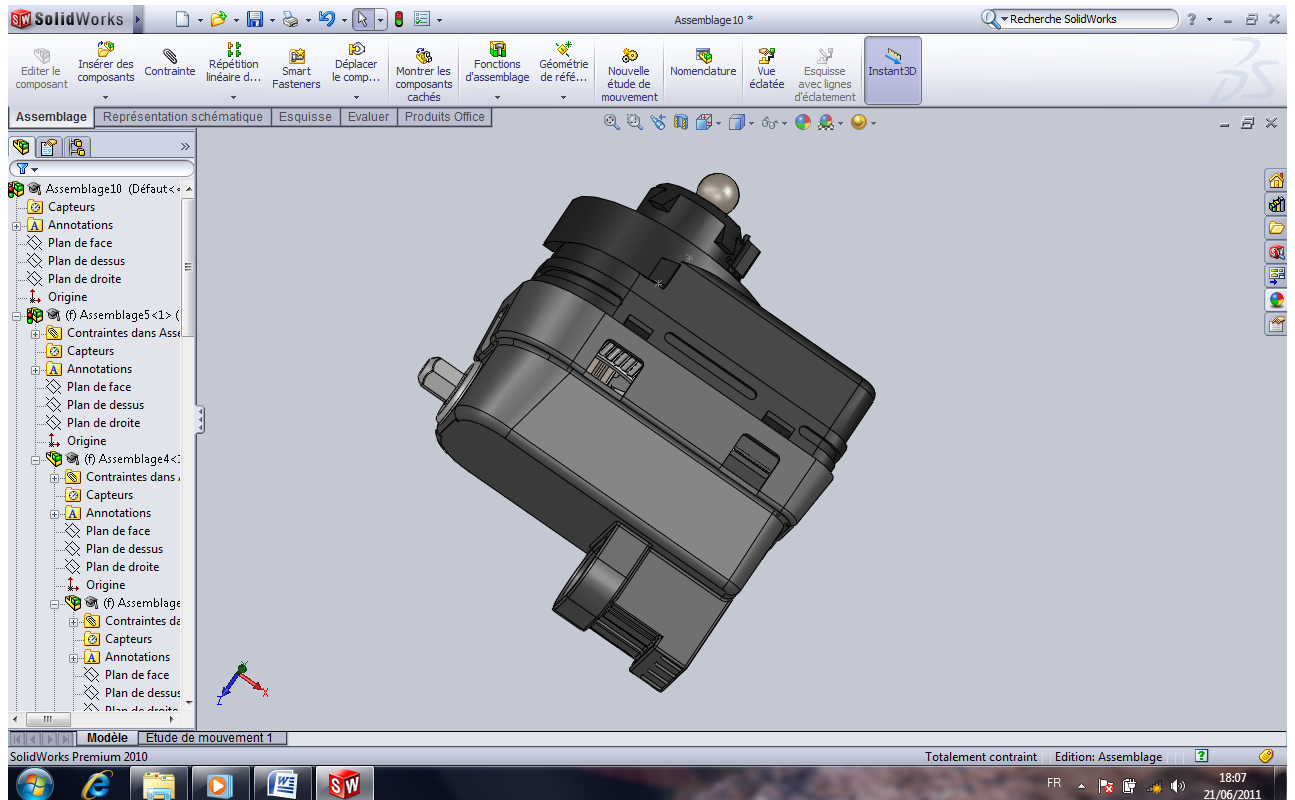


Fig. V.20 : Assemblage 9(assemblage 8+assemblage 5)

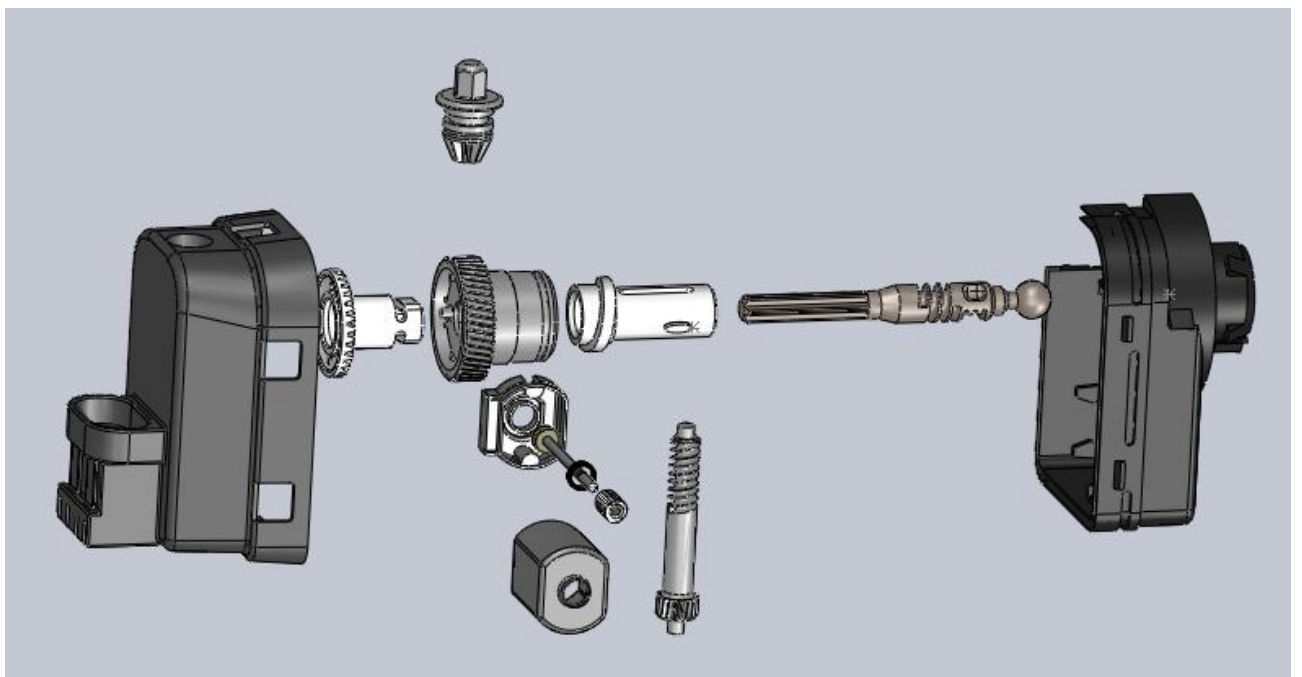


Fig. V.21 : vue éclaté du correcteur de phare

Conclusion générale

Conclusion Générale

Le système de correction de portée de phare est devenu indispensable dans les véhicules comme les phares, les freins, pare briseetc. afin de limiter le nombre des accidents la nuit surtout celles survenu de l'éblouissement par les phares parce que les accidents la nuit constituent un tiers des accidents de la circulation totale malgré que la circulation la nuit n'est que 10% de la circulation totale.

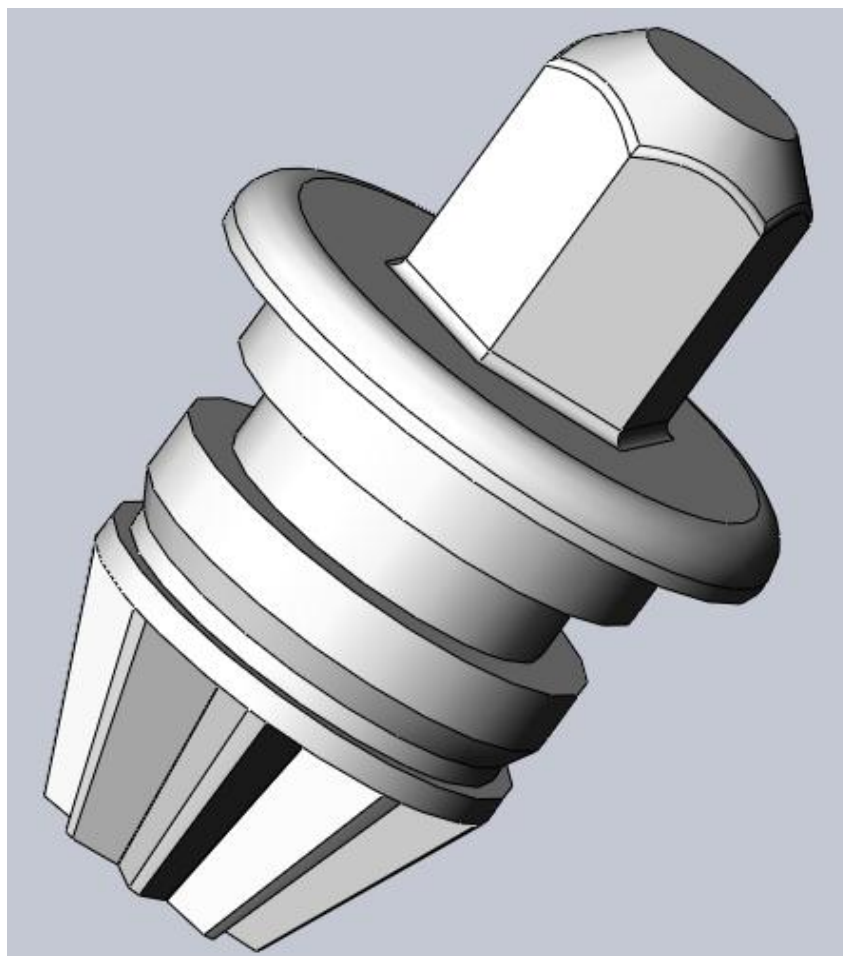
Le système étudié est un système de correction de portée statique, qui corrige la portée lorsque le véhicule est à l'arrêt et conserve cette correction lorsque le véhicule roule (le correcteur ne tient compte que de la variation d'assiette due à la charge).

L'étude que nous avons menée n'est que préliminaire, on recommande que d'autre études soient menées dans l'axe par exemple une étude qui analyse le système et qui montre s'il est capable de corriger la portée de manière dynamique, c'est à dire en tenant compte des variations d'assiette dues au profil de la route.

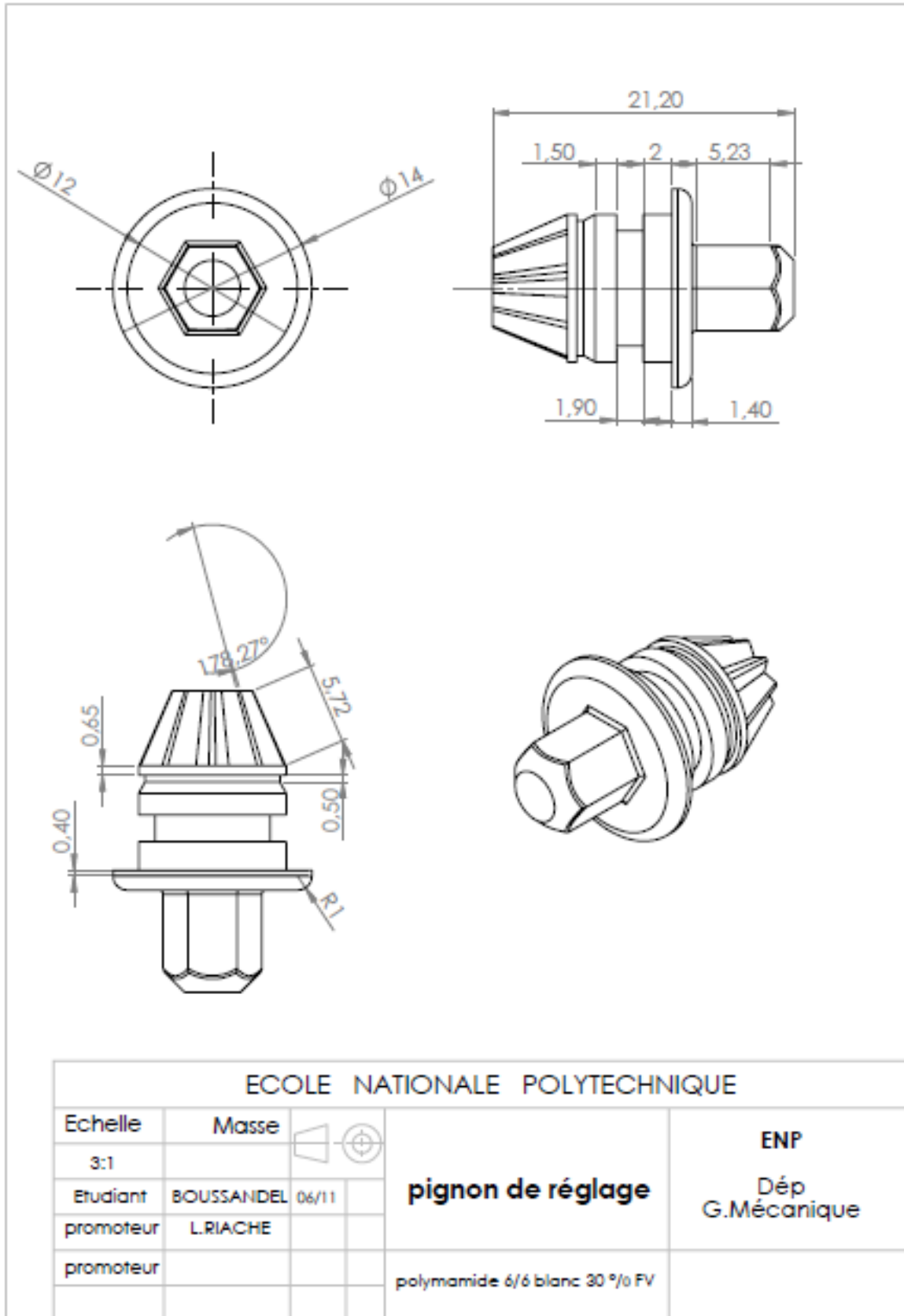
Bibliographie

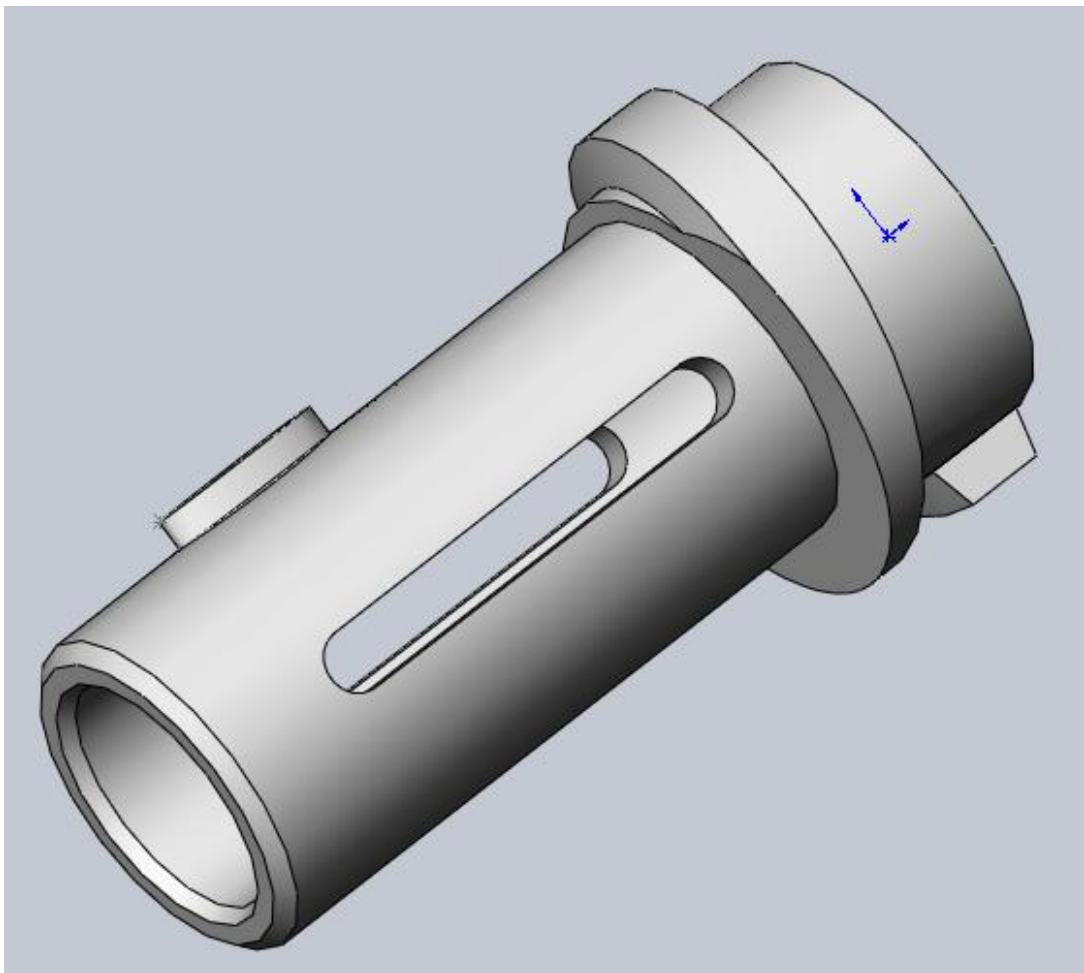
- [1] : ONISR (2008), La sécurité routière en France : bilan de l'année 2008, la documentation française, paris.
- [2]: Wanvik, P.O. (2009), Effects of road lighting: An analysis based on Dutch accident statistics 1987-2006, accident analysis and prevention, 41,123-128.
- [3]: Cours de construction mécanique 4^{ème} année génie mécanique de l'école nationale polytechnique d'Alger, année 2009/2010.
- [4] : F.ESNAULT : construction mécanique, Transmission de puissance, Tome 1 : principe .Dunod 1997.paris.
- [5] : J.L.FANCHON : Guide des sciences et technologie industrielles .AFNOR-Nathan, 1998, paris, France.
- [6] : G.HERNIOT : Engrenages concourants et gauches : Etude géométrique. Technique de l'Ingénieur, BM5622, octobre 2002, France.
- [7] : épreuve spécifique-filière PSI .Science industriel « correcteur de phare ».
- [8] : www.bio-29.com.

Annexe

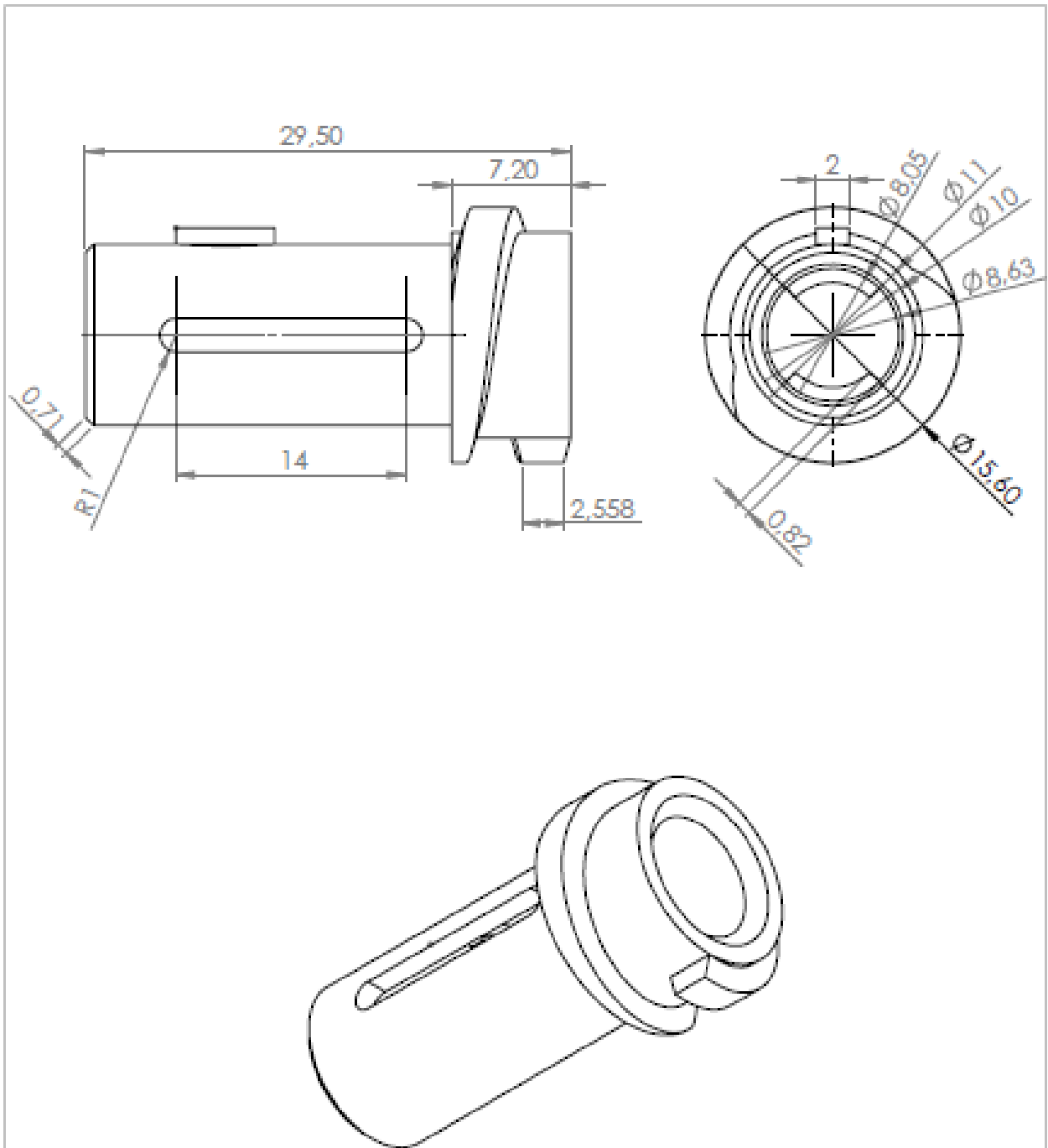


Pignon de réglage

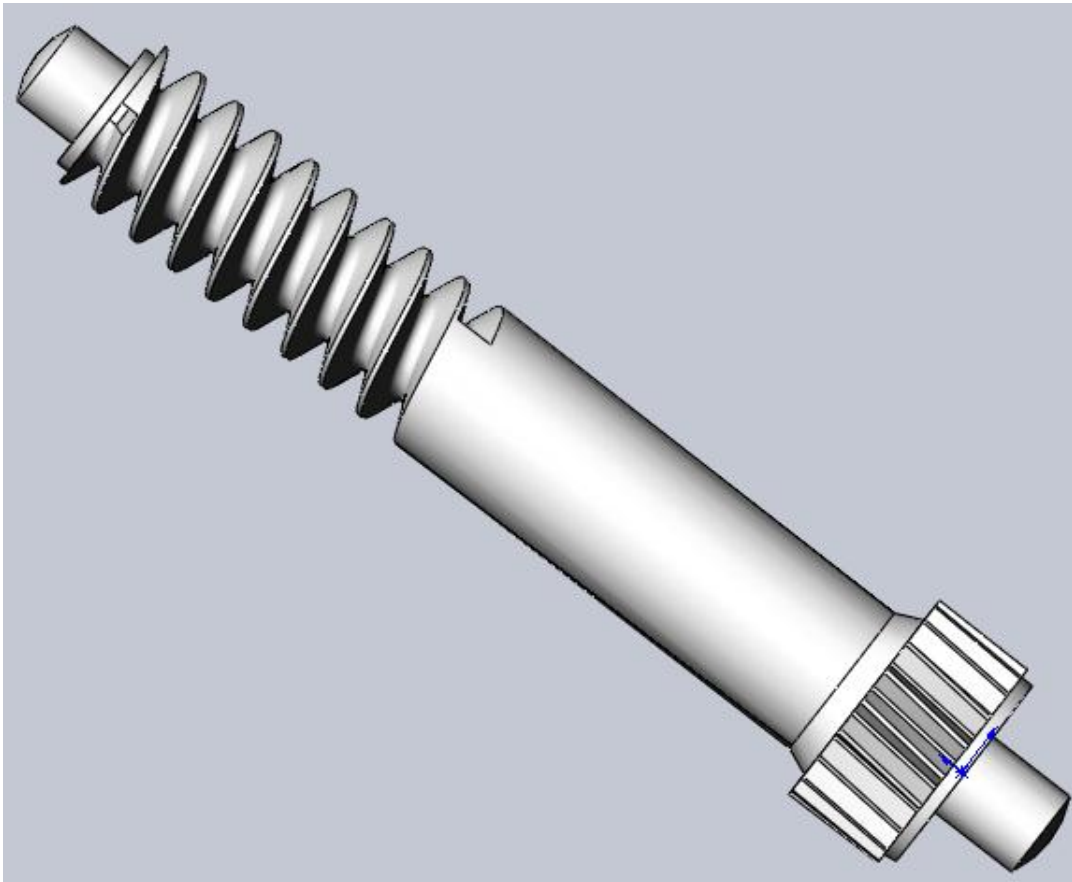




Manchon fileté

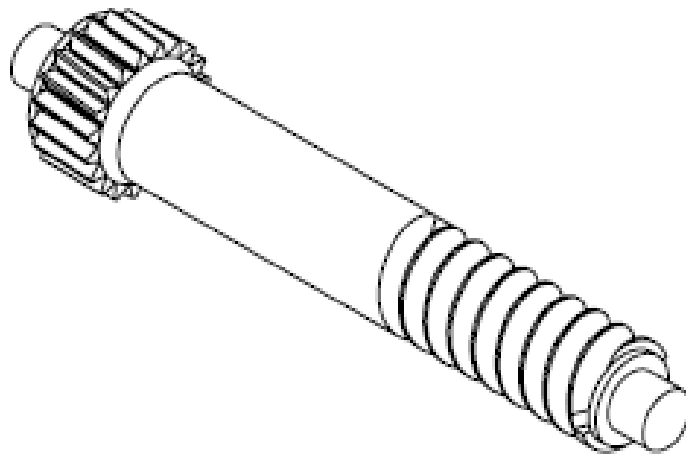
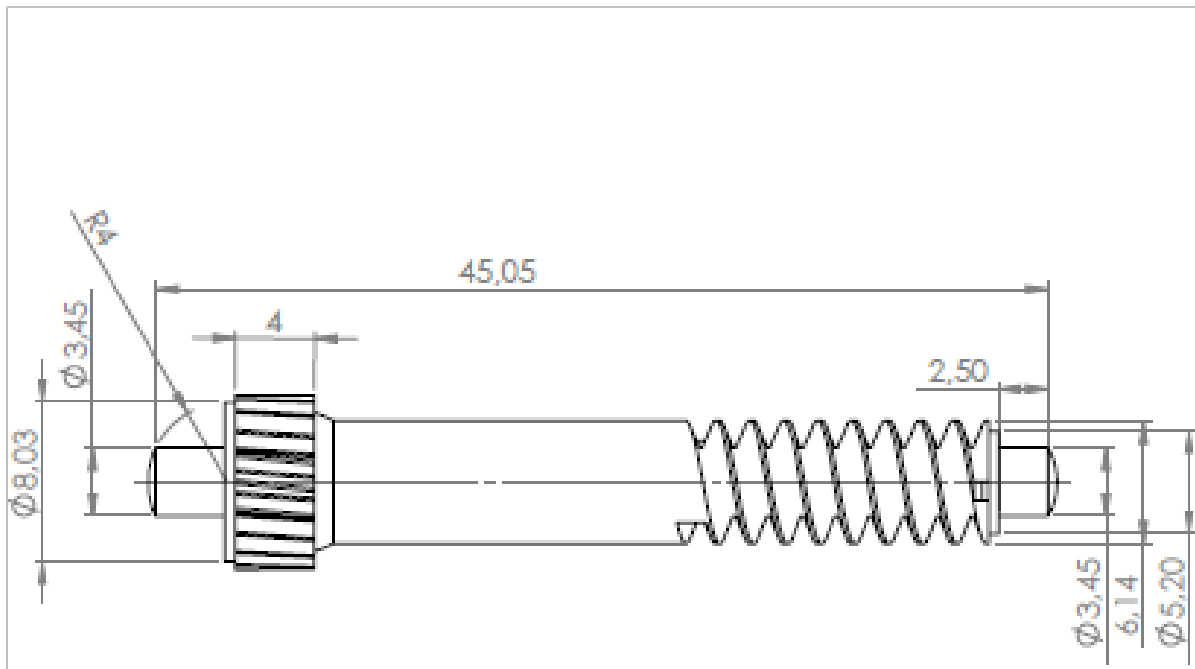


| ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE | | | | |
|-------------------------------|------------|-------|-----------------------|----------------------------------|
| Echelle | Masse | | | ENP Dép G.Mécanique |
| 3:1 | | | | |
| Etudiant | BOUSSANDEL | 25/11 | manchon fileté | |
| promoteur | LRIACHE | | | |
| promoteur | | | A 216 Noir | |

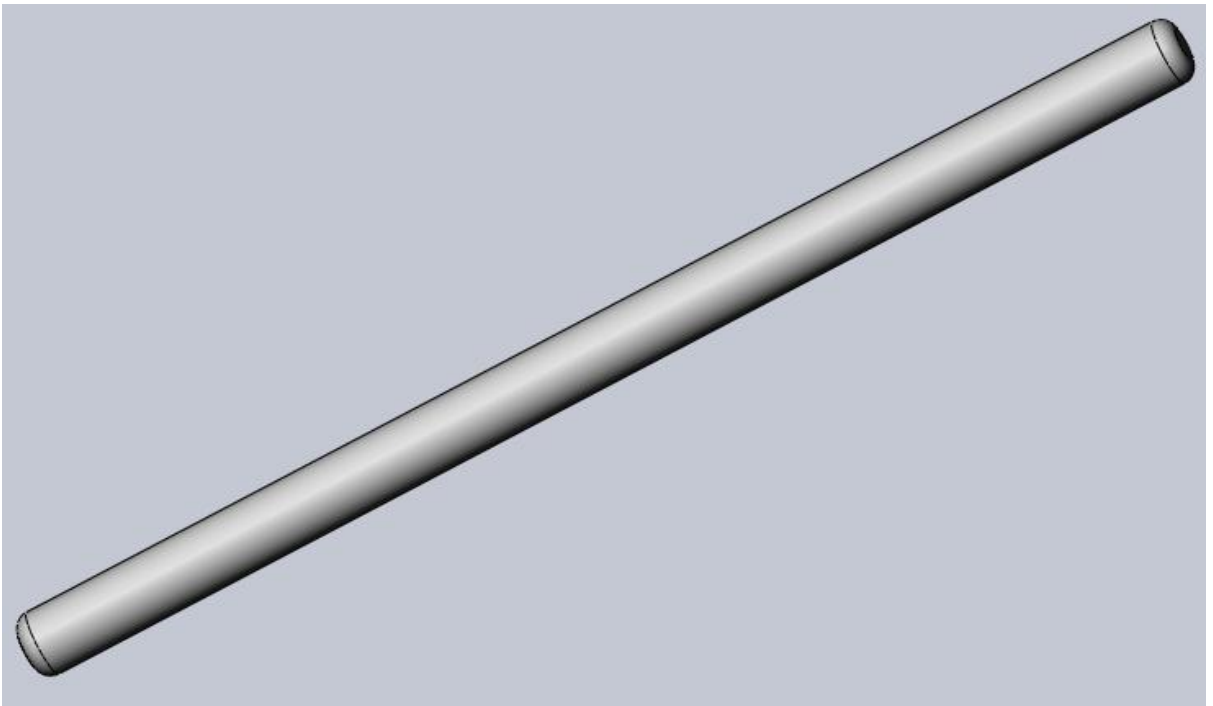


Arbre 5

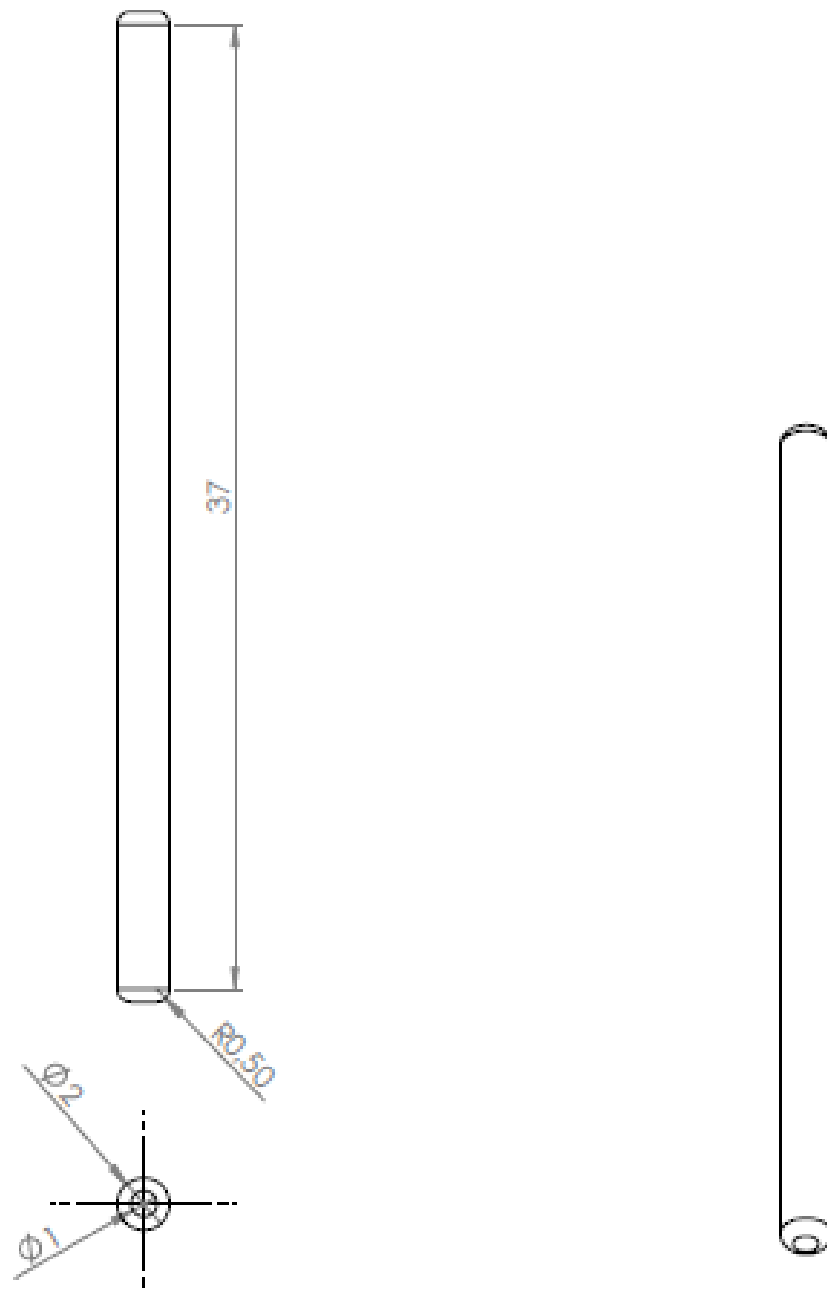
Annexe



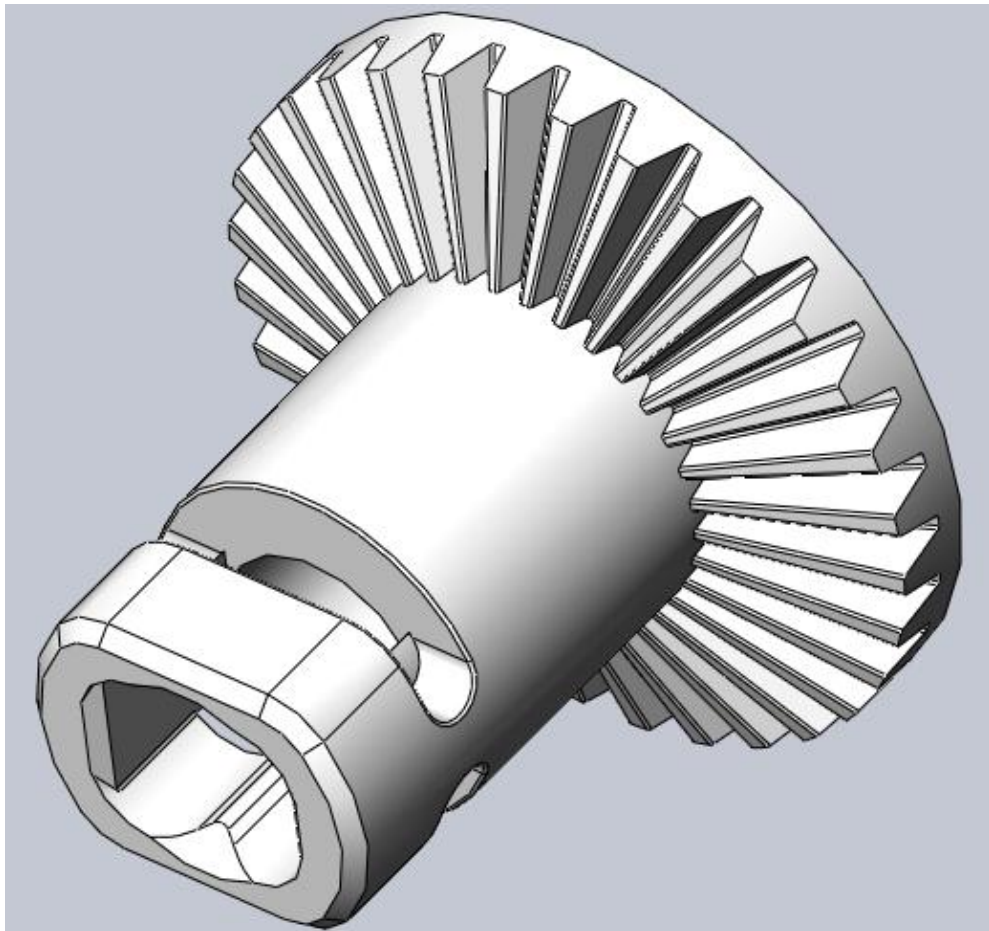
| ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE | | | | |
|-------------------------------|------------|--|-----------------|----------------------------------|
| Echelle | Masse | | arbre 5 | ENP Dép G.Mécanique |
| 3:1 | | | | |
| Etudiant | BOUSSANDEL | | | |
| Promoteur | RIACHE | | | |
| Promoteur | | | STANYL (PA 4,6) | |



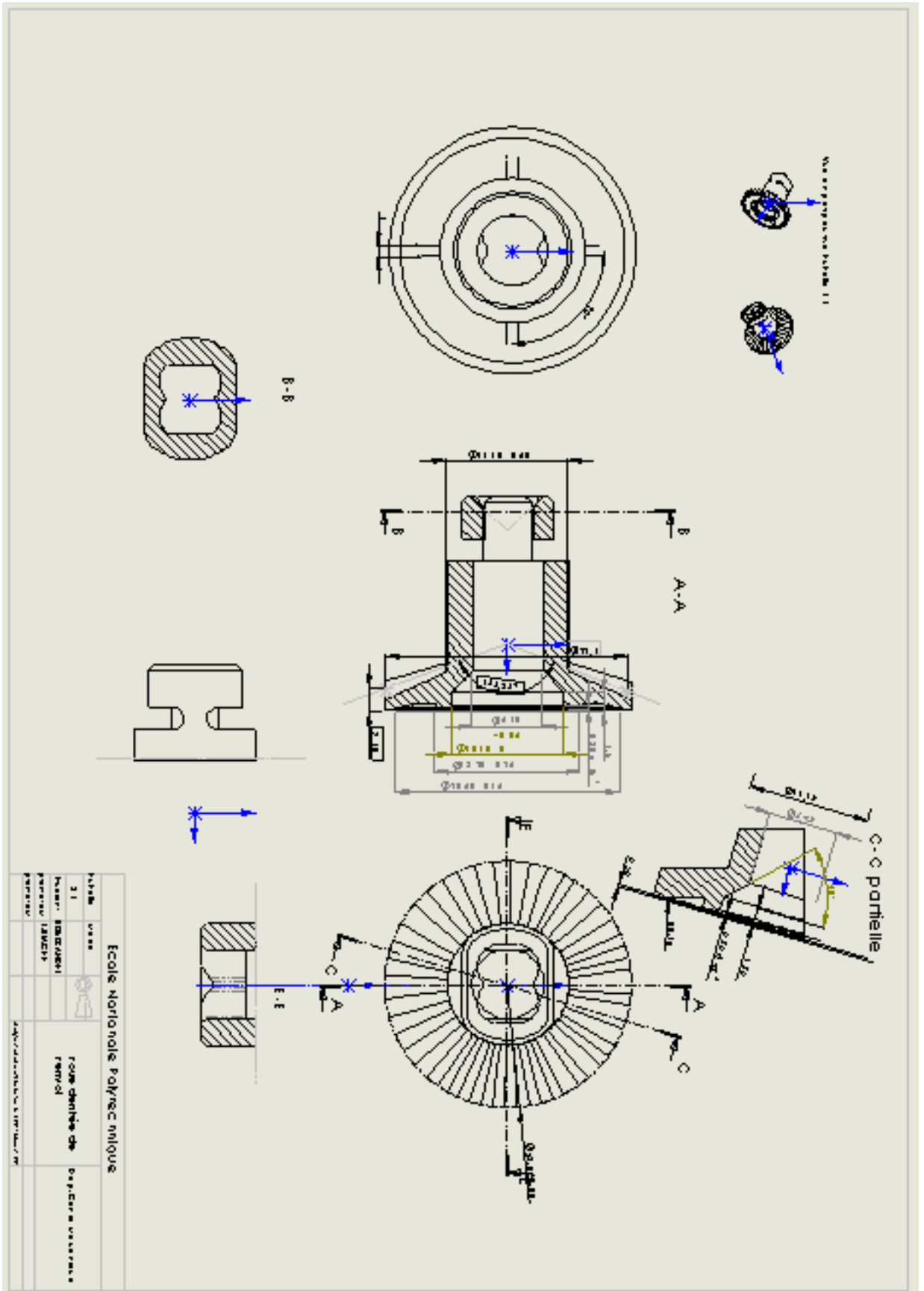
Arbre moteur

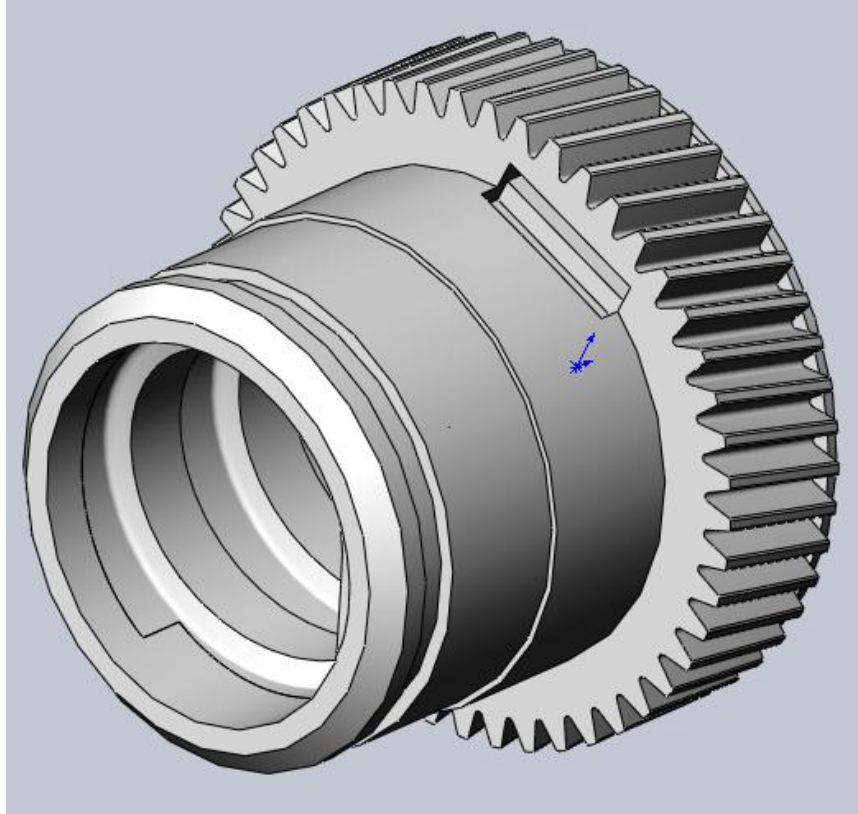


| ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE | | | | |
|-------------------------------|------------|-------|--------------|-------------|
| Echelle | Masse | | | ENP |
| 3:1 | | | | Dép |
| Etudiant | BOUSSANDEL | 25/11 | Arbre moteur | G.Mécanique |
| promoteur | L.RIACHE | | | |
| promoteur | | | C 40 | |
| | | | | |

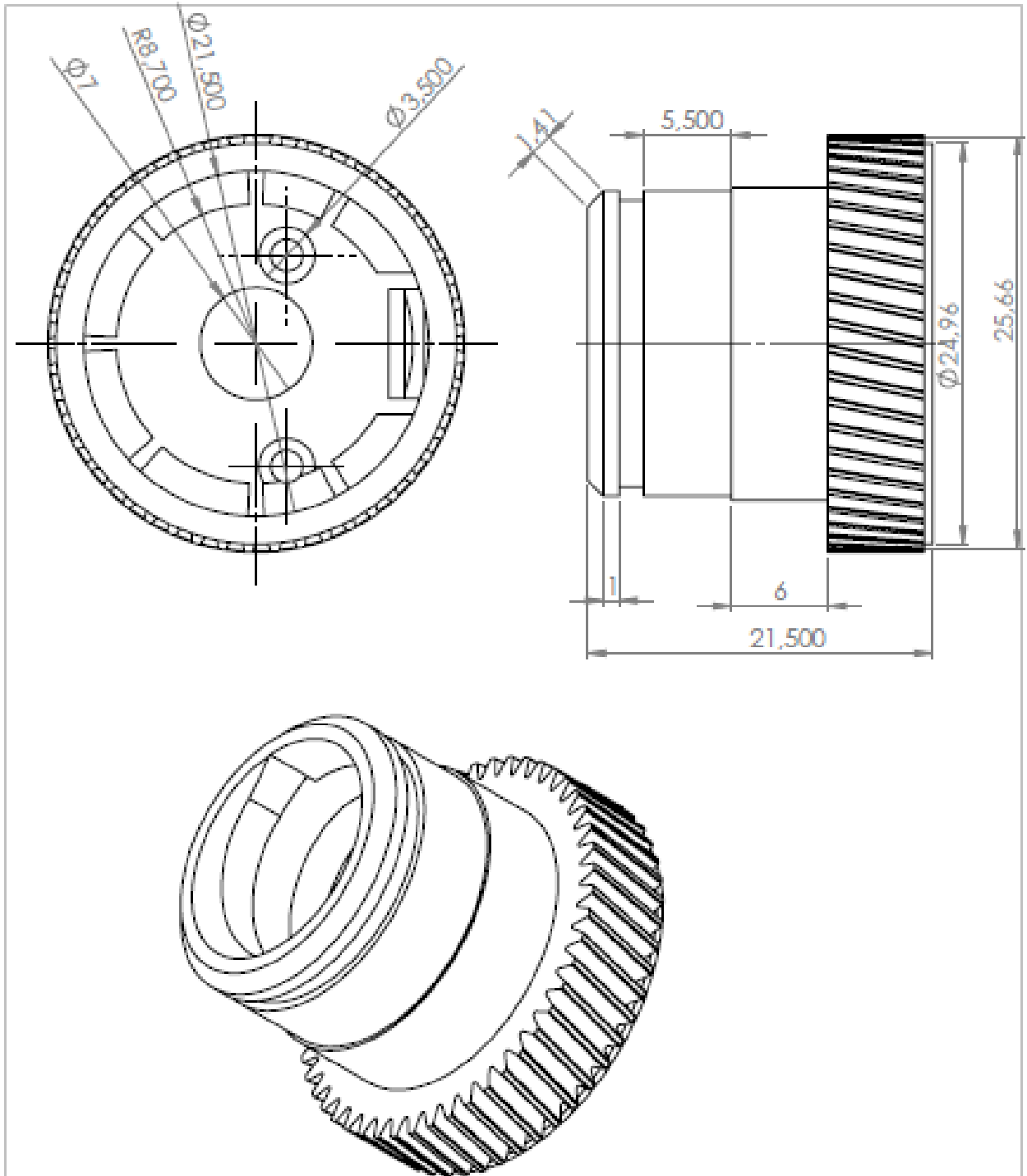


Roue dentée de renvoi



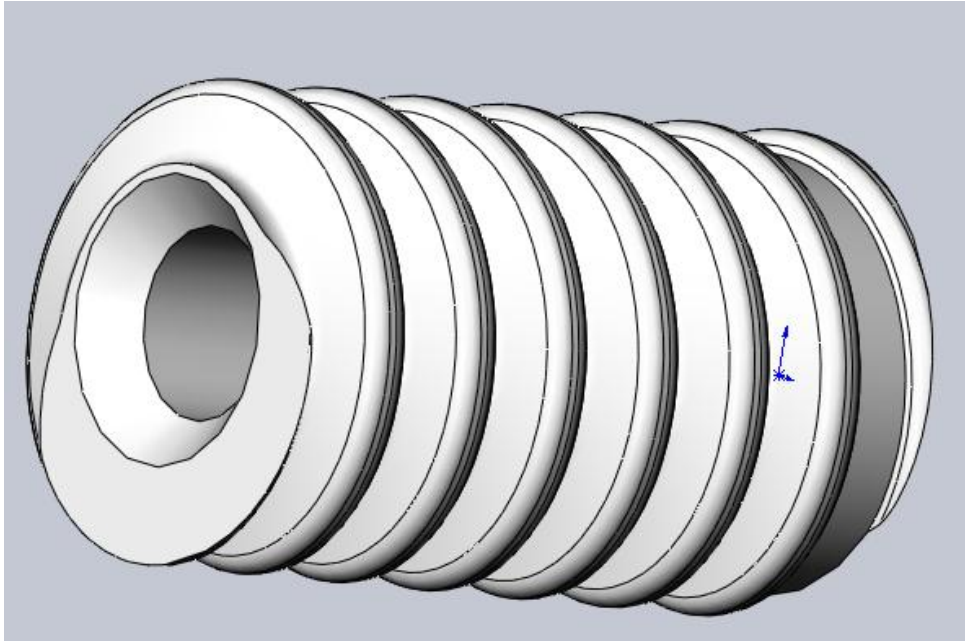


Roue dentée

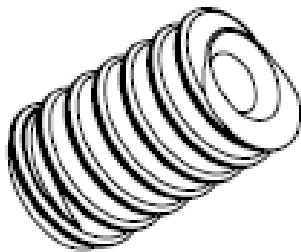
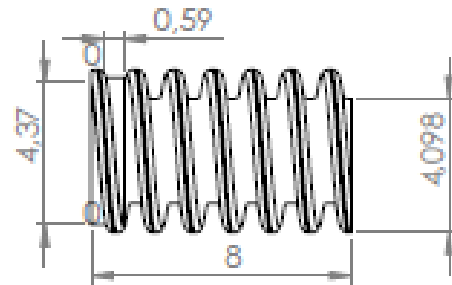
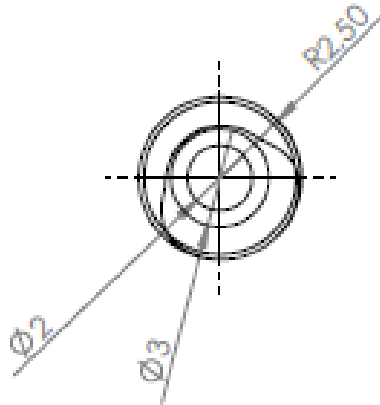


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

| | | | | |
|-----------|------------|--|----------------------------|----------------------------------|
| Echelle | Masse | | roue dentée | ENP Dép G.Mécanique |
| 3:1 | | | | |
| Etudiant | BOUSSANDEL | | | |
| promoteur | L. RAICHE | | | |
| promoteur | | | polyacetal horstafom C9021 | |

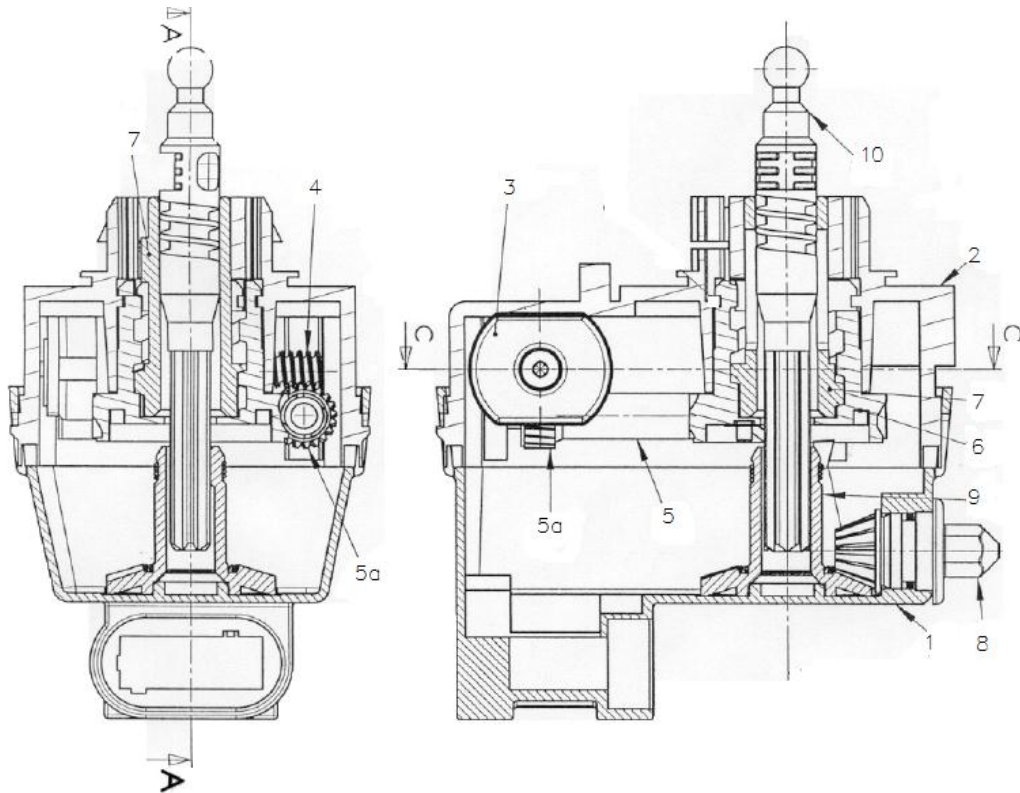


Vis sans fin



| ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE | | | | |
|-------------------------------|------------|--|-----------------------|--------------------|
| Echelle | Masse | | <h2>Vis sans fin</h2> | ENP |
| 3:1 | | | | Dép G.Mécanique |
| Etudiant | BOUSSANDEL | | | |
| promoteur | LRIACHE | | | |
| promoteur | | | Bronze Fritté BP 25 | |

Annexe



- 1 : Boîtier supérieur
- 2 : Boîtier inférieur
- 3 : Moteur 12V
- 4 : Vis sans fin
- 5 : Arbre roue vis
- 6 : Roue dentée
- 7 : Manchon fileté
- 8 : Pignon de réglage
- 9 : Roue dentée de renvoi
- 10 : Axe de sortie

