



# UEI CONCEVOIR : PROJET REDUCTEUR

01/06/2017

**AKHROUF Samy**  
**BOURGEOIS Gaspard**  
GIE 1 ED 2 TPS 21  
Année universitaire 2016 - 2017

**1. Introduction p.3**

**2. Extrait du cahier des charges p.4**

**3. Détermination des engrenages en avant-projet p.6**

**4. Conception et pré-dimensionnement p.12**

**5. Annexe p.22**

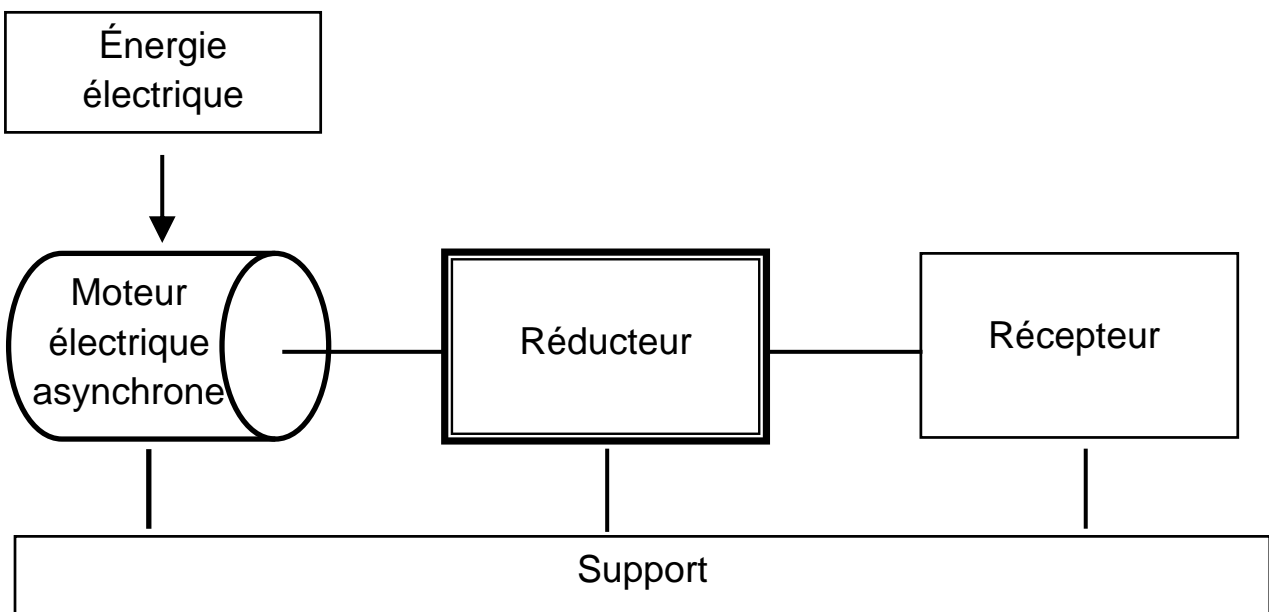
## 1. Introduction

Le but de ce projet est de concevoir un réducteur à engrenages dont les fonctions principales sont d'adapter la vitesse de rotation du moteur au récepteur ainsi que le couple du moteur au récepteur. Afin de mener à bien ce projet, nous devons respecter un cahier des charges fonctionnel.

Tout d'abord, nous avons réalisé un calcul d'engrenage afin de déterminer les dimensions des engrenages du réducteur.

Ensuite, nous avons fait les étapes de conception et pré-dimensionnements dans lesquelles nous avons recherché des solutions techniques (schéma cinématique, dessin du mécanisme...) et réalisé des calculs de pré-dimensionnement pour les arbres et les liaisons.

La mise en situation du réducteur est la suivante :



## 2. Extrait du cahier des charges

### 2.1 Fonctions du réducteur

Les différentes fonctions que le réducteur devra réaliser sont les suivantes :

- **Adapter la vitesse de rotation du moteur au récepteur.**
- **Adapter le couple du moteur au récepteur.**
- Assurer la liaison avec un support plan.
- Résister aux conditions de fonctionnement sans perturbation de fonctionnement.
- Recevoir le lubrifiant.
- Permettre la vidange du lubrifiant.
- Ne pas salir le lieu d'implantation.
- Occuper une place minimale.
- Être d'un coût acceptable.
- Pouvoir être liée au moteur.
- Pouvoir être liée au récepteur.
- Limiter la consommation d'énergie mécanique.
- Permettre l'évacuation de l'énergie dissipée.

### 2.2 Caractéristiques du réducteur

Le réducteur doit aussi respecter certaines caractéristiques :

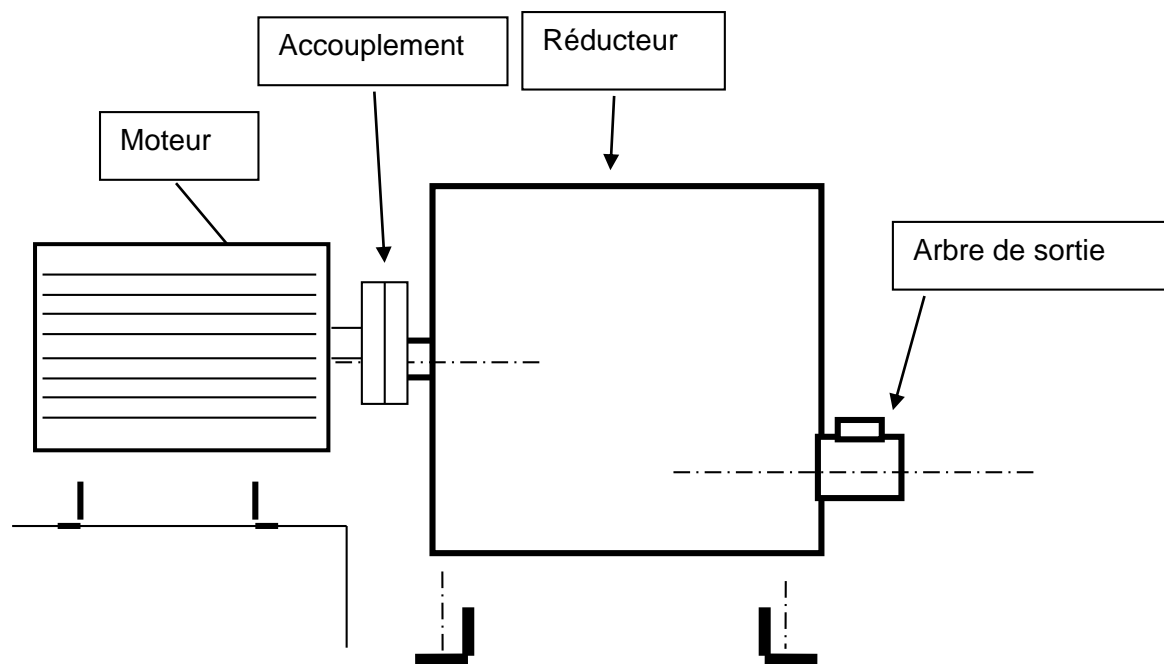
- Puissance transmissible : 7,5 kW
- Engrenages axes parallèles dentures droites
- Rapport de réduction : 4 à  $\pm 3\%$
- Facteur application de la charge  $K_A=1,5$
- Durée de vie = 20 000H
- Usinage roues dentées: taillage par génération
- Fabrication envisagée : petite série (plusieurs dizaines)

### 2.3 Architecture générale

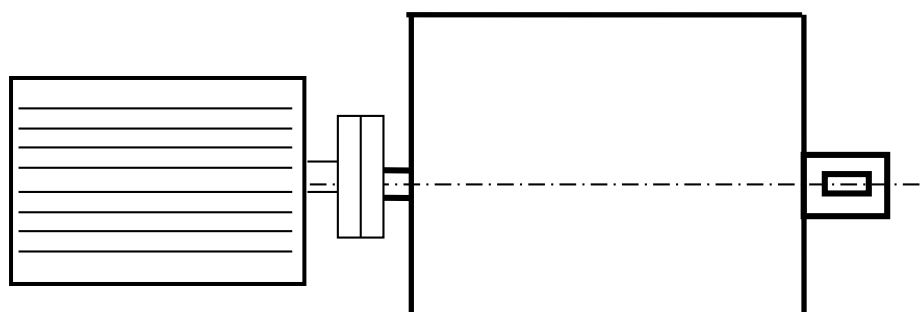
L'architecture générale du réducteur est imposée :

- Fixation au sol
- Arbres entrée et sortie dans le même plan vertical situés côtés opposés du carter

Vue de face du réducteur :



Vue de dessus du réducteur :



### 3. Détermination des engrenages en avant-projet

Le but de cette partie est de déterminer les dimensions du train d'engrenages pour répondre au cahier des charges fonctionnel. On suit la méthode ISO simplifiée.

#### 3.1 Données

|                                    |                |               |
|------------------------------------|----------------|---------------|
| Puissance transmissible            | P              | 7,5 kW        |
| Vitesse d'entrée                   | N              | 1500 tr/min   |
| Rapport de réduction               | u              | 4 à $\pm 3\%$ |
| Facteur d'application de la charge | K <sub>a</sub> | 1,5           |
| Durée de vie                       | D              | 20 000 heures |

#### 3.2 Choix effectués

- Matériau : 35 CrMo4 (acier allié)
- Traitement thermique : trempé revenu à la masse
- Mode d'obtention : taillage par génération
- Qualité ISO 7

#### 3.3 Prétude à la pression superficielle

L'objectif est de déterminer les dimensions du pignon : le diamètre  $d_1$  et la largeur  $b$

##### 3.3.1 Équation de la pression superficielle

D'après cette équation, on a :  $b \cdot d_1^2 \geq \frac{2C_1}{\left(\frac{\sigma_{Hlim}}{Z_e}\right)^2 * \frac{Z_v^2 Z_r^2}{Z \varepsilon^2} * \frac{1}{K \alpha \beta} * C_r * \frac{1}{K_v K_b}}$

- ▶  $C_1$  : on a  $C_1 = P / \omega_{10}$  avec  $\omega_{10} = 2\pi N / 60$  donc  $C_1$  est connu
- ▶  $\left(\frac{\sigma_{Hlim}}{Z_e}\right)^2$  : c'est un choix à priori. On détermine sa valeur dans une table du cours selon les choix effectués en 3.2
- ▶  $Z_v^2$  : on ne connaît pas cette valeur donc on fait une hypothèse qu'on vérifiera dès que possible. On choisit  $Z_v = 1$
- ▶  $Z_r^2$  : on a  $Z_r = 0.85$  car la denture est taillée par génération.
- ▶  $Z \varepsilon^2$  : on ne connaît pas cette valeur mais on a  $Z \varepsilon^2 = \frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}$ . On fait l'hypothèse que  $\varepsilon_\alpha = 1,45$ . On ne vérifiera pas cette hypothèse.

- ▶  $\frac{1}{K\alpha\beta}$  : ce nombre dépend de  $R = b/d_1$  donc on fixe  $R$  en fonction de  $u$  (pour pouvoir utiliser une planche du cours). En général,  $u$  varie de 1 à 10 ce qui implique une variation de  $R$  de 0,2 à 2. La pente de la droite à la page 43 du cours nous donne la valeur de  $\frac{1}{K\alpha\beta}$
- ▶  $Cr$  : on a  $Cr = 0,16 * \frac{u}{u+1}$  donc  $Cr$  est connu.
- ▶  $Kv$  : inconnu car on ne connaît ni la vitesse, ni le nombre de dents de la roue. On fait l'hypothèse que  $Kv = 1,25$  et on vérifiera dès que possible.
- ▶  $Kb$  : on a  $Kb = \frac{Ka}{Z_n}$  et  $Z_n$  s'obtient à partir du nombre de cycles du pignon donc  $Kb$  est connu

Avec  $R = b/d_1$ , on a  $d_1^3 \geq \frac{2C_1}{R * (\frac{\sigma_{hlim}}{Z_e})^2 * \frac{Z_v^2 Z_r^2}{Z_\varepsilon^2} * \frac{1}{K\alpha\beta} * Cr * \frac{1}{Kv Kb}}$

On en déduit donc  $d_1$  puis  $b$

On renseigne toutes les valeurs dans le tableau suivant :

|  |                                 |                         |
|--|---------------------------------|-------------------------|
| Vitesse de rotation du pignon                                | $\omega_{10}$                   | 157 rad/s               |
| Couple transmis par le pignon                                | $C_1$                           | 47 746 N.mm             |
| Limite d'endurance en pression de contact                    | $\sigma_{hlim}$                 | 670 Mpa                 |
| Facteur de résistance à la pression superficielle de contact | $(\frac{\sigma_{hlim}}{Z_e})^2$ | 12,1 Mpa                |
| Facteur de vitesse <b>(hypothèse à vérifier)</b>             | $Z_v$                           | 1                       |
|  | $Z_v^2$                         | 1                       |
| Facteur de rugosité  | $Z_r$                           | 0,85                    |
|  | $Z_r^2$                         | 0,72                    |
| Rapport de conduite  | $\varepsilon_\alpha$            | 1,45                    |
| Facteur de conduite  | $Z_\varepsilon^2$               | 0,85                    |
|  | $Z_\varepsilon$                 | 0,92                    |
|  | $R$                             | 0,8                     |
| Facteur de répartition de la charge                          | $1/K\alpha\beta$                | 0,70                    |
| Facteur de réduction   | $Cr$                            | 0,13                    |
| Facteur dynamique <b>(hypothèse à vérifier)</b>              | $K_v$                           | 1,25                    |
| Nombre de cycles du pignon                                   | $N_L$                           | $1,8 * 10^9$            |
| Facteur de durée   | $Z_n$                           | 1                       |
|  | $Z_n^2$                         | 1                       |
| Facteur de service   | $K_b$                           | 1,5                     |
| Diamètre primitif de taillage du pignon                      | $d_1^3$                         | 242 868 mm <sup>3</sup> |

|                    |       |       |
|--------------------|-------|-------|
|                    | $d_1$ | 62 mm |
| Largeur de denture | $b$   | 50 mm |

### 3.3.2 Vérifications

On vérifie les valeurs de  $K_v$  et  $Z_v$

- On a  $V = \omega_{10} * \frac{d_1}{2}$  donc on en déduit la valeur de  $Z_v$  en lisant une planche dans le cours qui

donne  $Z_v$  en fonction de  $V$  et  $\sigma_{\text{hlím}}$

- On fait une hypothèse sur le nombre de dents du pignon  $Z_1 = 30$ . On en déduit donc la valeur de  $K_v$  dans une planche du cours qui donne  $K_v$  en fonction de  $V * Z_1 / 100$ .

On obtient donc finalement :

|   |                 |                         |
|---|-----------------|-------------------------|
| Vitesse tangentielle au primitif        | $V$             | 4,87 m/s                |
| Facteur de vitesse                      | $Z_v$           | 0,96                    |
| Nombre de dents du pignon               | $Z_1$           | 30                      |
|   | $V * Z_1 / 100$ | 1,46                    |
| Facteur dynamique                       | $K_v$           | 1,13                    |
| Diamètre primitif de taillage du pignon | $d_1^3$         | 238 230 mm <sup>3</sup> |
|   | $d_1$           | 62 mm                   |
| Largeur de denture                      | $b$             | 50 mm                   |

### 3.4 Calcul de la valeur minimum du module $m_{\text{mini}}$

On va utiliser l'équation à la rupture :  $m_{\text{mini}} \geq \frac{F_t}{\left( \frac{\sigma_F \text{ lim } Y_{st}}{Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\varepsilon}} \right) * \frac{b}{K_{\alpha\beta}} * \frac{1}{K_b K_v}}$

- $F_t$  : on a  $F_t = \frac{2 * C_1}{d_1}$
- $\sigma_F \text{ lim } Y_{st}$  est une constante donnée
- $Y_{\varepsilon}$  : on a  $Y_{\varepsilon} = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_{\alpha}}$  avec  $\varepsilon_{\alpha} = 1.45$
- $Y_{sa}$  est une constante donnée
- $Y_{fa}$  est une constante donnée
- $b$ ,  $K_{\alpha\beta}$ ,  $K_b$  et  $K_v$  sont déterminés plus hauts

On renseigne les valeurs dans le tableau suivant :

|                                     |                                 |           |
|-------------------------------------|---------------------------------|-----------|
| Effort tangentiel                   | $F_t$                           | 1540,42 N |
|                                     | $\sigma_{\text{FLIM}} * Y_{st}$ | 578 Mpa   |
| Facteur de conduite                 | $Y_{\varepsilon}$               | 0.77      |
| Facteur de correction de contrainte | $Y_{sa}$                        | 1.74      |



|                        |              |      |
|------------------------|--------------|------|
| Facteur de forme       | Yfa          | 2.5  |
| Module d'outil minimum | $m_{\min i}$ | 0.44 |

### 3.5 Choix de Z, $m_0$ et des déports

On fait ces choix en sachant que :

- $m_0 \geq m_{\min i}$
- $m_0$  appartient à la série normalisée (p.16 du cours)
- $Z_1 = d_1 / m_0$  et  $Z_2 = u \cdot Z_1$
- Si possible, on prend  $Z_1$  et  $Z_2$  tels que  $Z_1 + Z_2 > 60$  (pour éviter les variations d'entraxe)
- $Z_1 > 13$

On fait des tests pour différentes valeurs de  $m_0$  et on regarde pour quelle valeur de  $m_0$  on a  $Z_1 > 13$  et  $Z_1 + Z_2 > 60$ . En pratique, les différentes valeurs de  $m_0$  sont : 1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16 et 20.

Une fois qu'on détermine le nombre de dents, on en déduit le déport  $X_1$  du pignon et le déport  $X_2$  de la roue grâce à la formule  $X=0.03 \cdot (30-Z)$  (qu'on utilise pour le Z le plus petit).

On obtient finalement :

|                            |       |       |
|----------------------------|-------|-------|
| Module d'outil             | $m_0$ | 4     |
| Nombre de dents du pignon  | $Z_1$ | 15    |
| Nombre de dents de la roue | $Z_2$ | 61    |
| Déport pignon              | $X_1$ | 0.45  |
| Déport roue                | $X_2$ | -0.45 |

### 3.6 Vérifications

On a un programme à remplir avec les différentes valeurs calculées pour vérifier leur cohérence (on voit si la puissance transmissible retournée par le programme est de 7.5 kW, sinon on réajuste les valeurs si nécessaire).

Engrenage

Géométrie

Réalisation & Utilisation

Resistance à la Pression Superficielle

Résistance à la Rupture

Aide & Acquisition

Type de Denture

☐ Denture Interieure
☒ Denture Extérieure

Caractéristiques Géométriques

> Nombres de Dents

Z1 Pignon = 15 Dents

Z2 Roue = 61 Dents

> Largeur Denture

b = 43 mm

> Angle d'hélice

$\beta = 0^\circ$

> Angle de Pression d'Outil

$\alpha_o = 20^\circ$

> Module d'Outil

Mo = 4 Modules Normalisés

> Déports

X1 Pignon = 0.45

X2 Roue = -0.45

> Module Apparent

Mt = 4

> Angle de Pression Apparent

$\alpha_t = 20^\circ$

> Angle d'hélice de Base

$\beta_b = 0^\circ$

> Angle de Pression de Fonctionnement

$\alpha_t^* = 20.000^\circ$

> Diamètres Primitifs de Taillage

D1 = 60 mm

D2 = 244 mm

> Diamètres de Base

Dbase1 = 56.381 mm

Dbase2 = 229.28 mm

> Rayons de Tête

Rtête1 = 35.8 mm

Rtête2 = 124.2 mm

> Rayons Primitifs de Fonctionnement

R1 = 30.000 mm

R2 = 122.00 mm

> Rapport de Conduite

$\epsilon_\alpha = 1.5122$

> Rapport de Conduite de Recouvrement

$\epsilon_\beta = 0$

> Rapport de Glissement

Gs1/Gs2 = 0.8960

Copyright 36-69-104-110ch207

Engrenage

Géométrie

Réalisation & Utilisation

Resistance à la Pression Superficielle

Résistance à la Rupture

Aide & Acquisition

Réalisation

> Qualité ISO

7

Normes ISO

> Obtention

☒ Acier à Trempe Totale, Durcis Superficiellement
☐ Acier de Cémentation
☐ Acier de Nitruration, Nitruration Gazeuse
☐ Acier de Nitruration au Bain

> Usinage

☐ Rectifié après Traitement Thermique
☒ Taillage Par Génération
☐ Rodage après Taillage

Utilisation

> Vitesse de Rotation (tr/min)

N = 1500 tr/min

> Durée de Vie

D = 20000 Heures

Copyright 36-69-104-110ch207

Engrenage

Géométrie

Réalisation & Utilisation

Resistance à la Pression Superficielle

Résistance à la Rupture

Aide & Acquisition

> Facteur d'application de la Charge

Ka = 1.5

Tableau Norme AGMA 215-01

> Limite d'Endurance en Pression de Contact

$\sigma_{H.lim1} = 67$  daN/mm<sup>2</sup>

$(\sigma_{H.lim}/Z_e)^{1/2} = 1.21$  daN/mm<sup>2</sup>

$\sigma_{H.lim2} = 67$  daN/mm<sup>2</sup>

$(\sigma_{H.lim}/Z_e)^{1/2} = 1.21$  daN/mm<sup>2</sup>

Tableau des Limites d'Endurance

> Facteur de Rugosité

Zr = 0.85

> Facteur de Durée

Zn1 = 1

Zn2 = 1

> Facteur de Service

Kb1 = 1.5

Kb2 = 1.5

> Facteur de Conduite

Ze = 0.9106

> Facteur d'Inclinaison

Z $\beta$  = 1

> Facteur de Réduction

Cr = 0.1284

> Facteur Dynamique

Kv = 1.0623

> Facteur de Répartition de la Charge

b/Ka $\beta$  = 35.178 mm

> Facteur de Vitesse

Zv = 0.9588

FT.adm.Sup 1 = 1648.7897 N

C.adm.Sup = 49.4636 N.m

FT.adm.Sup 2 = 1648.7897 N

P.adm.Sup = 7769.7385 W

Calcul

Copyright 36-69-104-110ch207

UEI Concevoir : Projet Réducteur

Page 10

### 3.7 Conclusion : valeurs retenues

Les données finales qu'on utilisera au cours du projet réducteur sont :

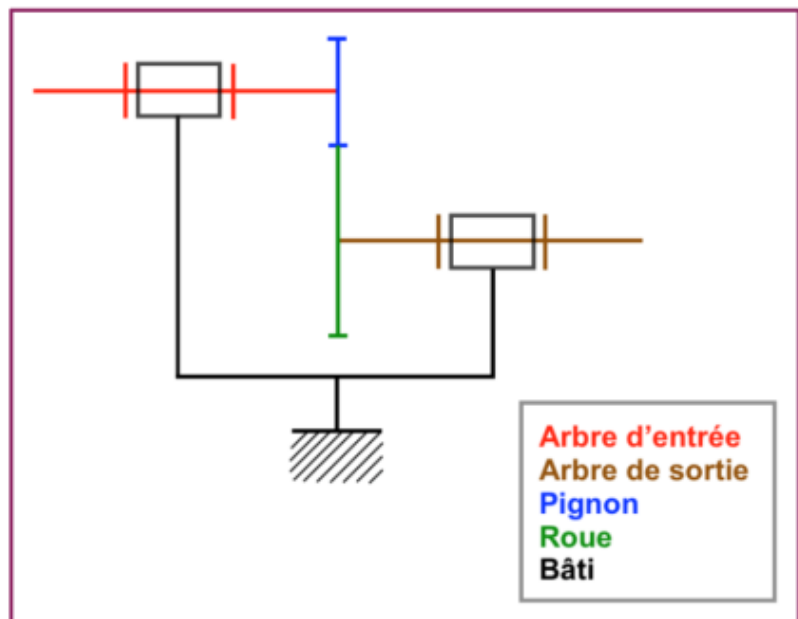
|                            |           |         |
|----------------------------|-----------|---------|
| Module d'outil             | $m$       | 4       |
| Puissance admissible       | $P_{adm}$ | 7.77 kW |
| Largeur de la denture      | $b$       | 50 mm   |
| Nombre de dents du pignon  | $Z_1$     | 15      |
| Nombre de dents de la roue | $Z_2$     | 61      |
| Diamètre du pignon         | $d_1$     | 60 mm   |
| Diamètre de la roue        | $d_2$     | 244 mm  |
| Déport pignon              | $X_1$     | 0.45    |
| Déport roue                | $X_2$     | -0.45   |

## 4. Conception et pré-dimensionnement

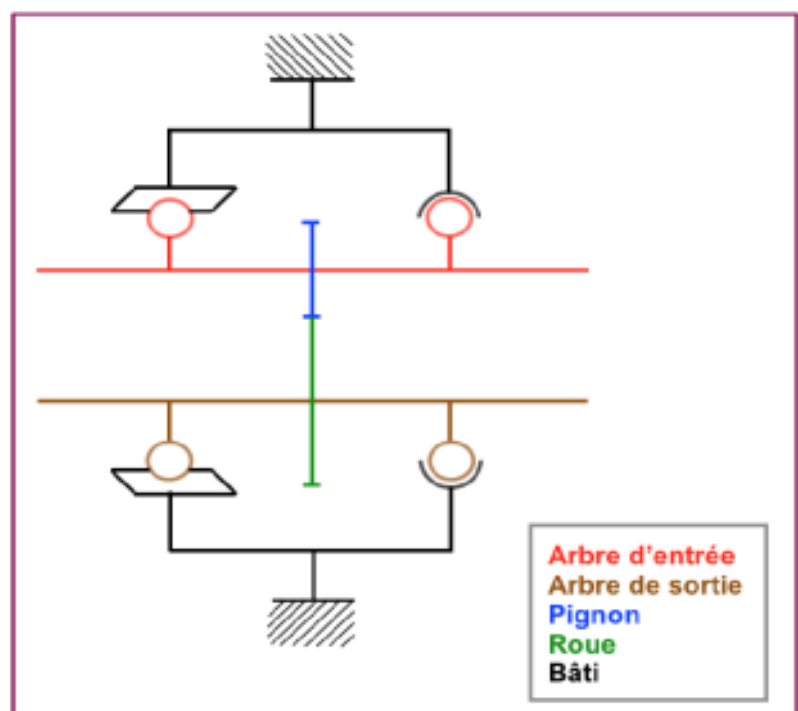
Dans cette partie, nous avons déterminé les dimensions des arbres d'entrée et de sortie (distances entre roulements et roue). Pour ce faire, il fallait respecter un critère de résistance des matériaux : la résistance à la rupture.

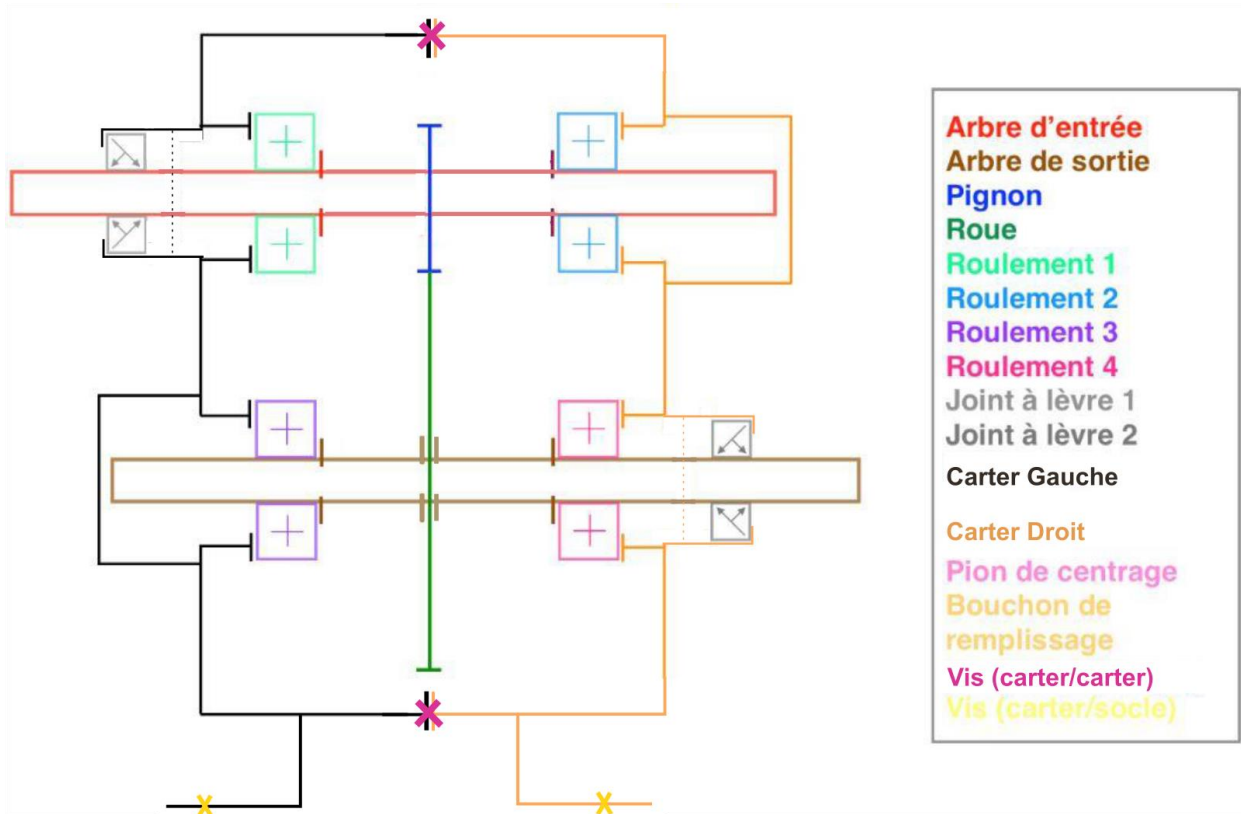
### 4.1 Recherche de solutions

*Schéma cinématique du réducteur*



*Schéma d'architecture du réducteur*





*Schéma technologique du réducteur*

## 4.2 Pré-dimensionnement

### 4.2.1 Choix de conception globaux

Nous devons réaliser deux arbres montés avec des dentures droites répondant au cahier des charges fonctionnelles.

Dès le début nous avons pris une décision forte : avoir le maximum de symétrie dans notre réducteur. Nos deux arbres sont très similaires dans leurs côtes, le pignon supérieur est usiné dans la masse et c'est la principale différence entre nos deux arbres.

Avantages et inconvénients d'avoir les côtes des deux arbres presque identiques :

- ✓ Les étapes d'usinages des arbres se ressemblent
- ✓ On utilise le même outil avec les mêmes paramètres pour usiner les surfaces fonctionnelles
- ✓ Les roulements et les joints qui se posent dessus sont identiques
- x L'arbre d'entrée est plus volumineux que nécessaire

- ✓ Le pignon d'entrée est taillé dans la masse, un arbre volumineux diminue le temps d'usinage

Nous avons également choisi un modèle de roulement unique, un joint à lèvres unique et un modèle de clavette unique.

Avantages et inconvénients d'utiliser un unique modèle de roulement

- ✓ On achète et remplace plus facilement les roulements
- ✓ On monte plus facilement les roulements sur l'arbre
- x Le roulement s'usera plus vite sur l'arbre d'entrée que sur l'arbre de sortie
- x On aurait pu prendre un roulement moins cher pour l'arbre de sortie

Dès que nous pouvons nous donnons des cotes entières à nos arbres. D'ailleurs les diamètres des arbres sont croissants de 5 mm en 5 mm, ce qui est un bon moyen mnémotechnique.

Avantages d'avoir les diamètres de l'arbre des multiples de 5

- ✓ Facilement mémorisable
- ✓ Facilement vérifiable

De plus le brut de fonderie du carter est le même pour les deux carters. Cela impose notamment de centrer la roue dentée entre les deux roulements.

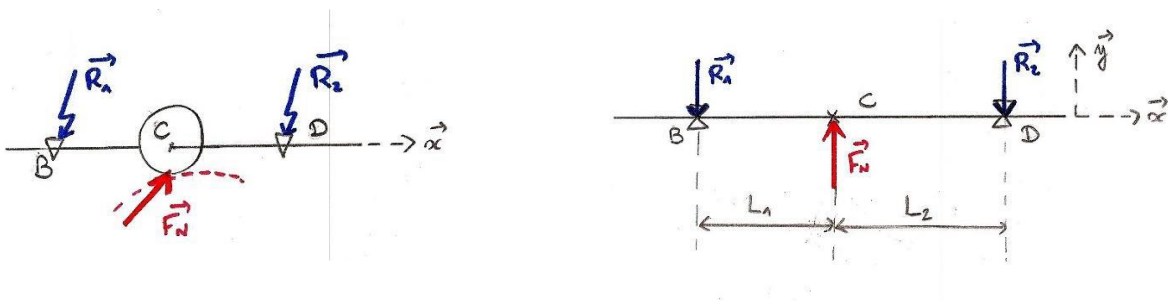
Avantages de réaliser deux carters symétriques en brut de fonderie

- ✓ Facilite la conception du carter
- ✓ Facilite la réalisation du carter
- ✓ Facilite le stockage des bruts de carter
- ✓ Facilite le transport des bruts de carter
- ✓ On limite ainsi les changements d'outils pendant l'usinage
- ✓ Facilite le contrôle des côtes

#### 4. 2. 2. Arbres d'entrée et de sortie

Les diamètres et longueurs de nos arbres sont identiques, donc le dimensionnement est le même pour les deux arbres.

##### Effort sur les roulements



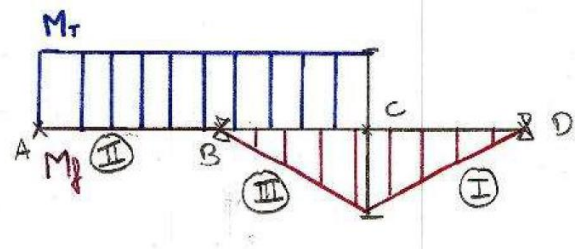
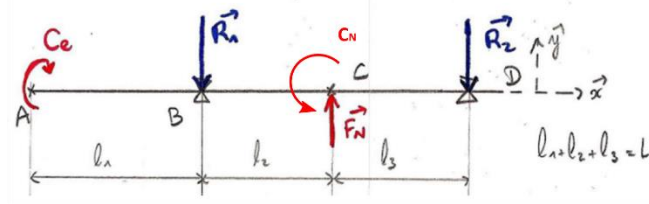
$$F_N = \frac{2 C_1}{d_{base}} = 1\,592\,N \text{ (Mêmes résultat pour les deux arbres)}$$

$$R_1 = R_2 = \frac{F_N}{2} = 796\,N$$

Ces efforts sont extrêmement faibles, quasiment tous les roulements peuvent supporter ces efforts tangentiels.

### Dimensionnement des arbres

On cherche un diamètre identique pour les deux arbres. On calcule le diamètre minimal qui assure la résistance mécanique de nos deux arbres.



Efforts et couples dans le plan des efforts incliné de 20°

Diagramme des moments de l'arbre d'entrée

#### Zone 1 : Flexion simple

$$|M_{f \max}| = l_2 R_2 = 26,3 \text{ N.m}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{|M_{f \max}|}{I_{Gz}} \cdot \frac{D}{2} \leq \frac{R_e}{s} \text{ et } I_{Gz} = \frac{\pi d^3}{32} \text{ et } s = 15$$

$$R_e = 700 \text{ MPa}$$

$$d_{\min} \geq \sqrt[3]{\frac{32 |M_{f \max}| s}{\pi R_e}} = 17,9 \text{ mm}$$

#### Zone 2 : Torsion simple

$$|M_{t \max}| = \frac{P}{w_{\text{sortie}}} = 20,3 \text{ N.m}$$

$$\tau_{\max} = \frac{|M_{t \max}|}{I_{Gz}} \cdot \frac{D}{2} \leq \frac{R_e}{s} \text{ et } I_{Gz} = \frac{\pi d^3}{16} \text{ et } s = 15$$

$$d_{\min} \geq \sqrt[3]{\frac{32 |M_{t \max}| s}{\pi R_e}} = 16,4 \text{ mm}$$

#### Zone 3 : flexion + torsion : Critère de TRESCA

$$M = \sqrt{M_{f \max}^2 + M_t^2}$$

$$\tau_{\max} = \frac{|M|}{I_{Gz}} \cdot \frac{D}{2} \leq \frac{R_e}{2s} \text{ et } I_{Gz} = \frac{\pi d^3}{16} \text{ et } s = 15$$

$$d_{\min} \geq \sqrt[3]{\frac{32 |M| s}{\pi R_e}} = 19,4 \text{ mm}$$

Les diamètres de nos arbres sont compris entre 35 mm et 50 mm. Ce choix provient de l'arbre d'entrée taillé dans la masse. Le rayon de pied du pignon supérieur est légèrement supérieur à 50 mm. Le pignon est taillé dans la masse, donc on évite de creuser trop profondément l'arbre qui est initialement d'un gros diamètre.

Ainsi le diamètre minimum de nos arbres est 35 mm, ce qui assure la résistance mécanique des arbres.

## Choix du matériau

On utilise le CrMo4 (acier allié) trempé revenu à la masse et obtenu par taillage par génération. C'est un bon choix car il possède une forte résistance mécanique idéale pour un arbre qui reçoit des contraintes de flexion et de torsions.

## Frettage de l'arbre de sortie avec la roue dentée

On utilise un excel afin de connaître l'ajustement idéal pour monter fretter l'arbre de sortie et la roue dentée.

Les paramètres à indiquer sont les suivants :

*Coefficient de frottement acier trempé + acier trempé + huile = 0,1*

*Couple à transmettre → 47,7 N.m*

*Coefficient de sécurité → 15*

*Limite élastique du 35CrMo4 → 700 MPa*

On obtient finalement un ajustement en H7r6 qui sera particulièrement difficile à monter.

On envisage un montage à la presse avec éventuellement le chauffage de la roue dentée.

## 4.2.3 Roulements

On calcule le nombre de millions de tours qu'atteignent ou dépassent 90% de l'ensemble des roulements d'un lot, essayés dans les mêmes conditions.

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^3$$

La charge au niveau des roulements est purement radiale donc  $P = R_1 = R_2$

L'arbre d'entrée tourne le plus vite donc il est déterminant pour choisir le modèle de roulement unique au carter.

$$C_{dyn} = P \left( \frac{w \cdot 60 \cdot N_{heures}}{10^6} \right)^{1/3} = 9,6 \text{ kN}$$

$w \rightarrow$  fréquence de rotation = 1500 tr/min

$N_{heures} \rightarrow$  Durée de vie du roulement = 20 000 heures

On choisit le roulement de dimension 45x75x10 qui peut résister à un  $C_{dyn} = 17,5 \text{ kN}$

La charge est verticale par rapport au sol et la bague intérieure tourne par rapport à la direction des efforts, on la monte serré.



Bague intérieure montée serrée avec un ajustement k6.  
 Bague extérieure montée glissante avec un ajustement H7.

#### 4.2.4 Joint à lèvre

On choisit un joint à lèvre de type I.E. adapté pour les huiles. Afin d'être cohérent avec les diamètres jacents, on prend un joint à lèvre de dimension 40\*58\*10.  
 Afin de préserver la durée de vie du joint on usine l'arbre avec un ajustement h11 et un  $R_a = 0,2 \mu m$ .  
 Le logement a un ajustement H8.

#### 4.2.5 Clavettes

Pour dimensionner les clavettes nous utilisons le critère de la pression de matage.

$$P_{matage} = \frac{F_t}{h l} < P_{adm} \approx 60 \text{ MPa avec } F_t = \frac{2 C}{d} = 11,09 \text{ kN}$$

$l \rightarrow$  longueur de la clavette  
 $h \rightarrow$  hauteur en contact avec la poulie  
 $C \rightarrow$  couple d'entrée

On prend  $h = 4 \text{ mm}$  et une largeur de  $10 \text{ mm}$ .

$$l_{min} \geq \frac{F_t}{h P_{adm}} = 23 \text{ mm}$$

On choisit alors une clavette de dimension 10x8x24.

#### 4.2.6. Jeux de l'arbre

On anticipe une éventuelle dilatation de l'arbre qui pourrait endommager les roulements.

$$\Delta L = \alpha_{acier} \Delta T L_0 = 0.05 \text{ mm}$$

$\alpha_{acier} \rightarrow$  coefficient de dilatation thermique de l'acier  $= 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$   
 $\Delta T = 60^\circ \text{C}$   
 $L_0 \rightarrow$  Distance initiale entre les roulements  $= 65 \text{ mm}$

Ainsi on diminue la taille de l'arbre entre les deux roulements

On anticipe la dilatation thermique pour protéger les roulements d'efforts normaux destructeurs.

#### 4.2.7. Étanchéité

On choisit d'utiliser une pâte d'étanchéité entre les deux carters. Elle facilite le montage, mais rend plus difficile la réouverture du réducteur.

Cependant son épaisseur est inconnue donc on l'approxime à un demi millimètre. On retire donc la moitié de cette épaisseur aux carters.

#### 4.2.8. Goupille de positionnement

On monte deux goupilles de positionnement qui permettent de centrer les deux carters entre eux.

Pour monter la goupille on dispose d'un trou dans chaque carter. La solution la plus simple qu'on a choisi est d'alléser les trous avec un ajustement H7 et les goupilles en h7 puis d'assembler le tout avec de la colle.

#### 4.2.9. Choix des vis

##### *Vis du carter*

Pour lier les carters ensemble il est nécessaire de disposer des vis le long du carter.

Notre carter est très fin, on ajoute au niveau de chaque vis des renforts de matière qui rigidifie l'ensemble.

Pour assembler les carters on choisit des vis M8 à tête H, on laisse environ 20 mm<sup>2</sup> de surface usiné autour afin de permettre le serrage des vis. On dispose au total 10 vis le long du carter. Les efforts sont faibles par rapport au nombres de vis, il est inutile de calculer la résistance des vis.

##### *Vis en fin d'arbres*

Pour tenir la poulie au bout de l'arbre on choisit une vis qui possède un diamètre environ quatre fois plus petit que le diamètre de l'arbre au niveau de la poulie (35mm). On choisit des vis M6 à tête H. On ajoute au vis des rondelles qui viennent appuyer sur la poulie afin de la tenir en position.

#### 4.2.10. Écrous

Notre réducteur est composé de deux carters symétriques de fonderie. On essaie d'avoir le maximum de symétrie entre les deux carters. Un moyen simple de garder les trous de vis et les usinages est de trouser les deux carters et de les lier avec un couple vis / écrou.

#### 4.2.11. Carter

Notre carter devait être réalisé par moulage au sable. La fonte à graphique lamellaire nous a semblé le matériau le plus adapté respectant les critères de résistance et d'économie.

On utilise du FGL250 comme matériau pour tous le carter.

Notre idée de conception est de concevoir une unique pièce de moulage symétrique, limitant ainsi les couts de moules.

Nous avons réalisé une pièce présentant une épaisseur la plus constante possible aux alentours de 8 mm. Afin d'obtenir cette épaisseur constante nous avons placé des congés sur toutes les arrêtes non usinés. Puis nous avons ajouté des dépouilles de 2% afin de faciliter le démoulage, ainsi que des dépouilles de 5% pour l'esthétisme.

La forme du Carter minimise la matière utilisée, et facilite l'évacuation d'huile.

La forme du carter suit les contraintes de moulage

- ✓ Épaisseur constante, Refroidissement uniforme qui évite les retassures
- ✓ Dépouille entre 2 et 5 %, Facilite le démoulage

#### 4.2.11.1. Pieds du carter

Nous avons créé des pieds de carter permettant de positionner le réducteur sur une surface plane.

Le premier choix de conception était de choisir la hauteur des pieds, nous avons pris la hauteur minimum permettant de vidanger correctement le carter.

Nous avons espacé nos pieds de manière à pouvoir visser et dévisser les vis correctement.

Dans un second temps, nous avons choisi une forme de pied permettant un refroidissement uniforme (évitant les retassures). On ajoute également des dépouilles de 2% pour facilement démouler le réducteur.

À l'arrière des pieds, on usine grossièrement la matière issue du démoulage car elle gêne la mise en contact des deux surfaces fonctionnelles des carters situés au-dessus des pieds.

#### 4.2.12.2. Le contour du carter

On ajoute entre les deux carters une surface permettant la mise en contact. Cela permet de dimensionner la surface fonctionnelle entre les deux carters sans changer l'épaisseur de moulage.

L'épaisseur de contact est donc plus importante, il y a alors plus de place pour y placer la pâte d'étanchéité.

#### 4.2.12.3. Bossage

On ajoute des bossages au niveau du logement des roulements et des joints à lèvres. On applique à ces bossages une dépouille de 5%, ces bossages sont ainsi rigidifiés, ce qui rigidifie la tenue des roulements dans le carter.

#### 4.2.14. Mise en plan sur Catia

La première mise en plan vise à présenter visuellement le carter. On donne alors une vue de face, de côté, de dessus et en perspective du carter.

La deuxième mise en plan donne les cotes principales du réducteur. La coupe de dessus est choisi de façon à donner les cotes des vis entre les carters. On ajoute également une coupe au niveau de la clavette afin d'indiquer ces dimensions.

La troisième mise en plan comporte une nomenclature complète du réducteur. Chaque pièce est indiquée sur le plan de coupe.

### 4.2.12. Lubrification

#### 4.2.12.1. Lubrification à l'huile

Le tableau suivant regroupe les recommandations de Shell permettant d'utiliser de l'huile. On procède par interpolation afin de savoir si la vitesse des dents de nos arbres est compatible avec une lubrification à l'huile.

|                                   |       |      |      |      |     |      |
|-----------------------------------|-------|------|------|------|-----|------|
| Diamètre de la roue (mm)          | 60    | 100  | 244  | 250  | 500 | 1000 |
| Vitesse minimum SHELL             | 153.3 | 140  | 93.3 | 90   | 60  | 45   |
| Vitesse maximum SHELL             | 2900  | 2500 | 1100 | 1000 | 500 | 250  |
| Vitesses de nos dentures (tr/min) | 1500  |      | 368  |      |     |      |

Comme le tableau le démontre, Shell nous recommande d'utiliser de l'huile pour notre réducteur.

#### 4.2.12.2. Choix d'une d'huile

On utilise une méthode ne prenant en compte que la vitesse pour connaître la viscosité de l'huile à utiliser.

La formule est donnée par Shell pour une température de fonctionnement de 40°C :

$$v = \frac{500}{\sqrt{V}} = 74,5 \text{ cSt}$$

$v \rightarrow$  viscosité en cSt

$V \rightarrow$  vitesse des dents des pignons = 45 m/s

En lisant les fiches techniques de Shell, on trouve une huile qui répond à notre critère de viscosité. Il s'agit de la Shell Macoma R 68.

#### 4.2.12.3. Calcul du niveau d'huile

On calcule la quantité d'huile nécessaire dans le carter grâce à la formule d'ANTAR :

$$Q = k \cdot P \left[ \frac{0,1}{Z_1} + \frac{0,03}{V + 2} \right]$$

$Q \rightarrow$  quantité d'huile en litres

$K \rightarrow$  coefficient = 5

$P \rightarrow$  puissance transmise en CV (1CV = 736W)

$Z_1 \rightarrow$  nombre de dents du pignon = 61

$V \rightarrow$  vitesse tangentielle au primitif en m/s = 45m/s

On calcule la quantité d'huile nécessaire à chaque roue dentée puis on les ajoute. La quantité d'huile nécessaire est de 0.48L.

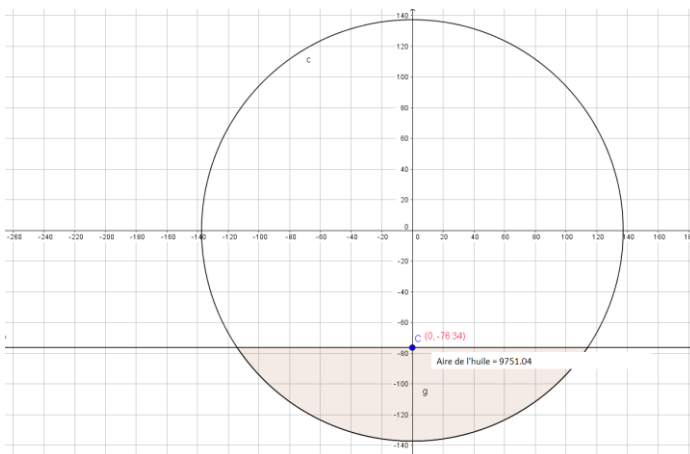
#### 4.2.12.4 Bouchon de remplissage

On dispose un bouchon de remplissage en haut du réducteur afin de faciliter le remplissage de l'huile. On dimensionne le trou de façon à pouvoir remplir rapidement le réducteur d'huile.

#### 4.2.12.5 Bouchons de vidange

Le bouchon de vidange est positionné en direction de la face avant. Nous n'avons pas dimensionné la poulie d'engrènement mais elle pourrait obstruer l'accès au bouchon et remettre en cause l'intégralité de la conception. Nous aurions dû anticiper ce point lors de notre pré-dimensionnement, malheureusement nous nous en sommes rendu compte après la CAO. Heureusement pour nous, le cahier des charges n'avait pas stipulé ce point.

#### 4.2.12.6 Vitre de niveau



On divise le volume par l'épaisseur du carter, puis on réalise la forme du fond du carter sur un logiciel de mathématique nommé géogebra, ce logiciel calcule dynamiquement l'aire occupée par le fluide au fond du carter. Ainsi on se rapproche du volume d'huile projeté, le point C nous indique alors la position du bouchon de niveau.

On positionne le bouchon de niveau à 76 mm du centre de la roue inférieure.

# Annexe

## Mise en plan

