

# Dimensionnement

---

Bertin Morgan  
Eyer Gabriel

# Table des matières

<b>I</b>	<b>Introduction</b>	<b>3</b>
<b>II</b>	<b>Dimensionnement</b>	<b>4</b>
<b>1</b>	<b>Dimensionnement du triangle supérieur</b>	<b>4</b>
1.1	Détermination de la section . . . . .	4
1.1.1	Contraintes en traction-compression . . . . .	4
1.1.2	Contraintes en flexion-compression . . . . .	5
1.2	Rotule . . . . .	5
1.3	Roulement . . . . .	6
<b>2</b>	<b>Dimensionnement du triangle inférieur</b>	<b>7</b>
2.1	Section . . . . .	8
2.1.1	Contraintes en traction-compression . . . . .	8
2.1.2	Contraintes en flexion-compression . . . . .	8
2.2	Dimensionnement de la rotule . . . . .	8
2.3	Choix des roulement . . . . .	9
<b>3</b>	<b>Fourche</b>	<b>9</b>
3.1	Dimensionnement par un calcul analytique . . . . .	9
3.1.1	Contrainte traction-compression . . . . .	9
3.1.2	Contrainte cisaillement . . . . .	10
3.2	Dimensionnement du roulement assurant la liaison roue-fourche . . . . .	10
3.3	Dimensionnement par éléments finis . . . . .	11
3.3.1	Présentation . . . . .	11
3.3.2	Observation . . . . .	11
3.3.3	Conclusion . . . . .	12
<b>4</b>	<b>Suspension</b>	<b>12</b>
4.0.4	Dimensionnement du ressort . . . . .	12
4.0.5	Dimensionnement des paliers lisses . . . . .	12
<b>III</b>	<b>Réalisation CATIA</b>	<b>15</b>
<b>IV</b>	<b>Annexes</b>	<b>17</b>

## Première partie

# Introduction

Dans la première partie de l'année, nous avons globalement étudié la suspension de la moto d'un point de vue extérieur (calcul des efforts dans les liaisons, paramètres cinématiques, dimensionnement géométrique...). Dans cette seconde phase d'étude, dont voici le compte rendu de nos travaux, nous avons cherché à dimensionner l'ensemble des pièces et à leur créer une silhouette qui satisfasse les conditions géométriques préalablement établies. Pour les différentes liaisons, on a aussi cherché différentes solutions technologiques avant de retenir celle qui nous semblait la meilleure et de la dimensionner. Le rapport détaillera donc les différents calculs de dimensionnement successivement pour conduire en conclusion à un modèle numérique de conception assisté par ordinateur.

NOTA BENE : Le support des études a été placé en annexe (courbes, fichier CATIA, etc...).

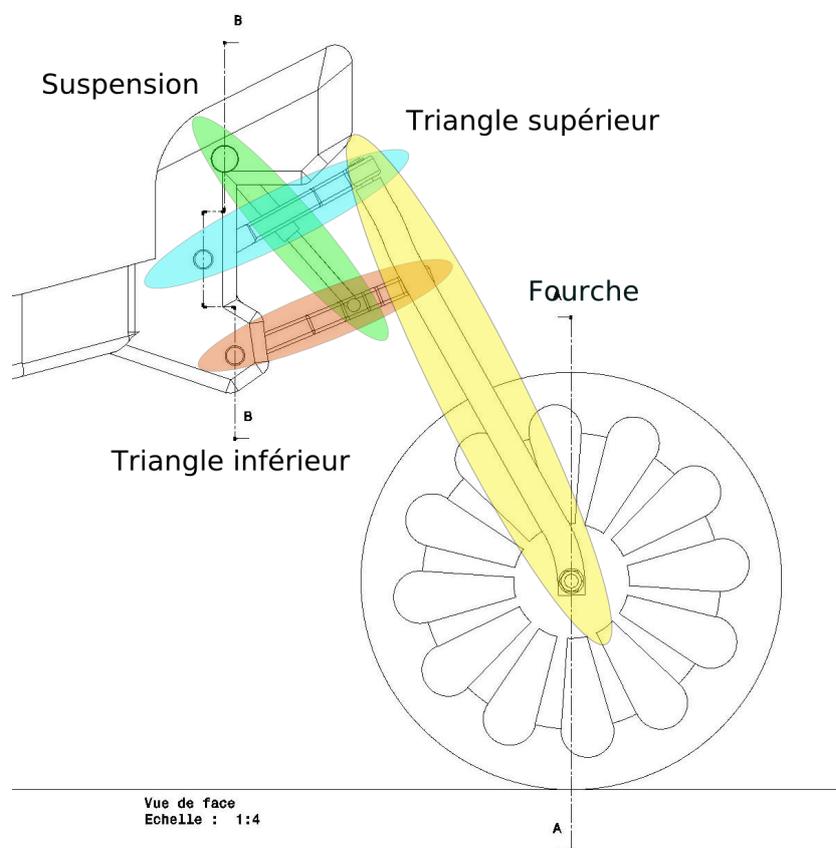


FIG. 1 – Modélisation du triangle inférieur

## Deuxième partie

# Dimensionnement

Dans cette partie, on s'attache au dimensionnement des différentes pièces et des différentes liaisons. On part globalement du principe que les pièces sont réalisées en acier. On obtient ainsi une condition sur la valeur de la contrainte maximale admissible par le matériau pour éviter la plastification. C'est cette condition qui sera souvent le critère principale de dimensionnement.

### 1 Dimensionnement du triangle supérieur

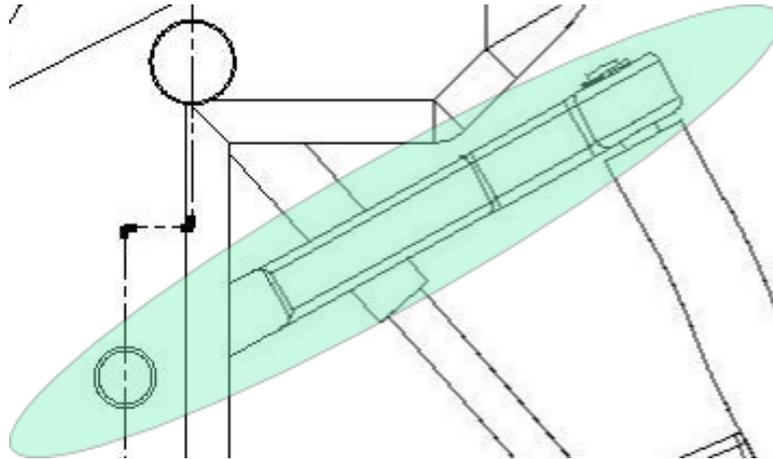


FIG. 2 – Modélisation du triangle inférieur

#### 1.1 Détermination de la section

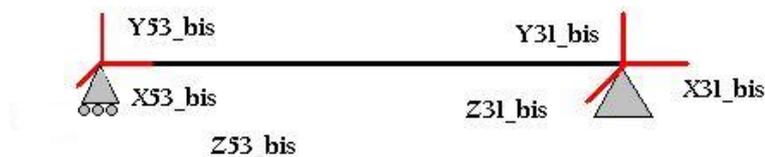


FIG. 3 – Modélisation du triangle inférieur

$$\begin{aligned}
 Y53_{bis} &= Y_{53} \cos(\alpha_3) - X_{53} \sin(\alpha_3) = 15.25105849N \\
 X53_{bis} &= X_{53} \cos(\alpha_3) - Y_{53} \sin(\alpha_3) = 15.25105849N \\
 Y31_{bis} &= Y_{31} \cos(\alpha_3) - X_{31} \sin(\alpha_3) = -15.25105849N \\
 X31_{bis} &= X_{31} \cos(\alpha_3) - Y_{31} \sin(\alpha_3) = -15.25105849N
 \end{aligned}$$

La première hypothèse que l'on pose et que l'on conservera durant toute notre étude, est que le fait que le châssis est un solide indéformable. On considérera donc que l'étude du triangle supérieur peut se simplifier en l'étude de deux poutres qui sont chargées de la même façon. On étudie donc une poutre droite fixé à la fois en liaison rotule et en liaison pivot glissant. La poutre est donc soumise à des efforts de flexion-compression. On utilisera l'hypothèse d'Euler Bernoulli pour les calculs de dimensionnement.

##### 1.1.1 Contraintes en traction-compression

$$\sigma = \frac{F}{S} \Rightarrow S = \frac{F}{\sigma}$$

Pour dimensionner notre poutre, on se place à la limite de plastification de celle-ci :  $\sigma = \sigma_{max}$ . On trouve ainsi la section minimale puisque les efforts au liaison sont connus.

### 1.1.2 Contraintes en flexion-compression

$$M_f = \int \int_S y \cdot \sigma_{xx} dS = \int \int_S y \cdot \frac{y}{R} \sigma_{xxmax} dS$$

$$M_f = \frac{\sigma_{xxmax}}{R} \int \int_S y^2 dS = \frac{\sigma_{xxmax}}{R} \cdot I_{tube}$$

On trouve ainsi la section minimale en flexion avec la relation :

$$S^2 = \frac{Y53_{bis} \cdot L \cdot 1024 \cdot R \cdot \pi^3}{\sigma_{max}}$$

## 1.2 Rotule

Nous avons voulu dans le choix des liaisons privilégier le choix de composants standards. Pour le choix technologique de la rotule, on avait principalement trois solutions : une rotule par palier lisse, par contact direct, ou par roulement. Avec le débattement nécessaire au bon fonctionnement, on a choisi un composant standard de type palier lisse.

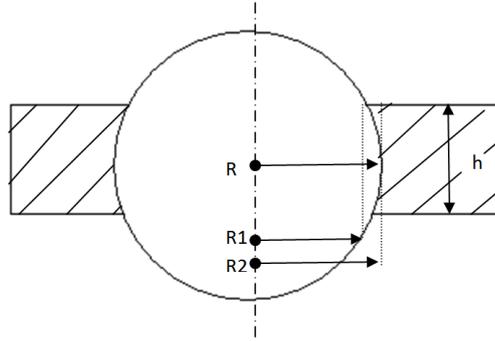


FIG. 4 – Modélisation de la rotule du triangle

On suppose une répartition de pression uniforme sur les surfaces en contacts.

$$P = \frac{F}{S_{projete}}$$

Avec la surface projetée qui vaut :

$$S_p = \pi \cdot (r^2 - r_0^2)$$

Et

$$r^2 = r_1^2 + \left(\frac{h}{2}\right)^2 \Rightarrow P = \frac{F}{\pi \cdot \left(\frac{h}{2}\right)^2}$$

En prenant comme valeur numérique  $F = 1500N$ ,  $P = \sigma_e$  et  $\sigma_e = 250Mpa$ , on trouve :

$$h = 2 \cdot \sqrt{\frac{F}{P \cdot \pi}} = 2.7mm$$

La hauteur minimale de contact pour une rotule correctement dimensionnée (selon un critère de dimensionnement simpliste) est de  $2.7mm$ .

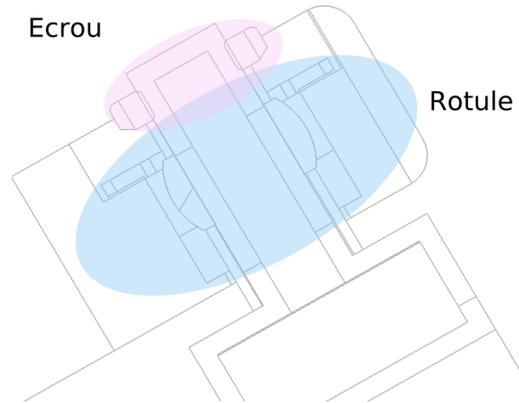


FIG. 5 – Modélisation de la rotule du triangle supérieur

### 1.3 Roulement

Les efforts dans la liaison sont :

X13 -41.66666667  
Y13 -41.66666667

Nous avons remarqué remarqué qu'il pouvait coexister des efforts axiaux et radiaux dans les roulements, le montage choisi devra donc pouvoir reprendre ces deux types d'efforts. De plus de part notre conception, nous avons choisis un montage en *X* ce qui nous semblait faciliter le montage.

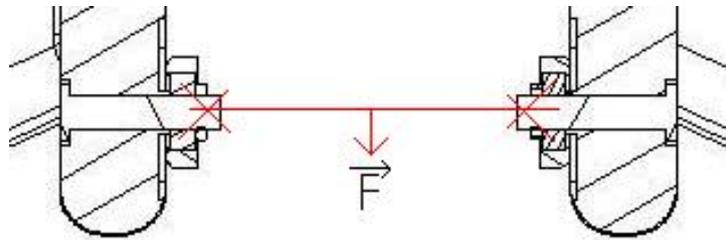


FIG. 6 – Montage de roulement sur triangle supérieur

Pour nous donner des résultats plus précis, nous avons utilisé le site internet d'un constructeur ([www.snr.com](http://www.snr.com)). Pour dimensionner nos roulement, nous nous sommes imposés un diamètre extérieur, une charge axiale, une charge radiale, une vitesse de rotation et une durée de vie.

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^n$$

Voici les caractéristiques du roulement choisi pour répondre au besoin de cette liaison :

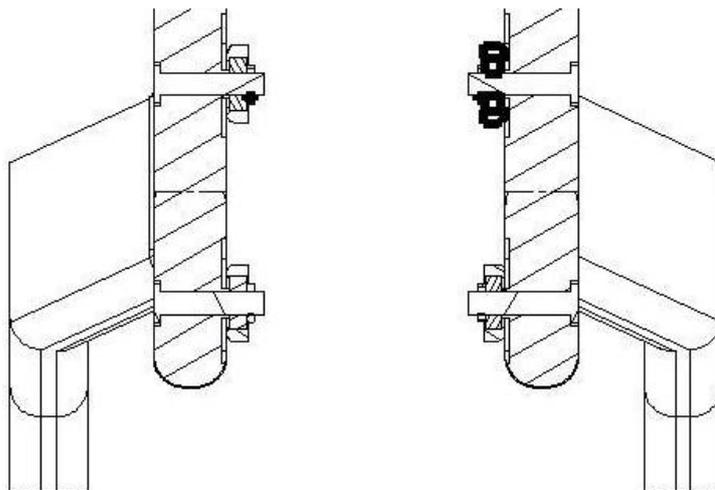
diamètre int 15	diamètre ext 35	type SNR 7202 BA	Charge dynamique (daN) 435
durée de vie 2000000	Largeur 11	Etanchéité Aucune	Lubrification Graisse

On a donc choisi un roulement à bille à contact oblique, mais après quelques réflexions nous nous sommes demandé s'il n'était pas plus judicieux de prendre un roulement à contact linéique pour obtenir un gain de poids. Ce choix à été guidé par les critères que l'on avait mis en place. En effet pour une durée de vie de 200

millions de tours, et un  $P = Fr = 1200N$  on trouve :

Nom	Valeur de C
roulement à billes	5881.529027
roulement à rouleaux cylindrique	7017.642571

On remarque la grande valeur de C pour le roulement à contact linéique : en fait ce roulement est très largement surdimensionner mais chez le constructeur, il n'existe pas de roulement à rouleaux de masse plus faible. On choisira donc le roulement à bille à contact oblique qui fournit un gain de poids vis à vis du roulement à contact oblique.



**Coupe B-B**  
**Echelle : 1:4**

FIG. 7 – Emplacement et choix des roulements

## 2 Dimensionnement du triangle inférieur

On pose un modèle simple pour le calcul et le dimensionnement de cette pièce :

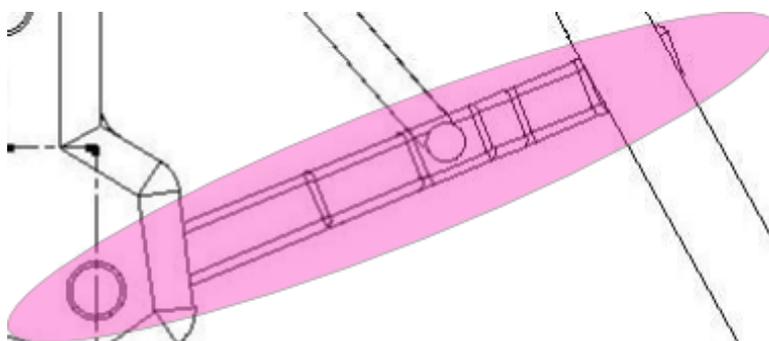


FIG. 8 – Modélisation du triangle inférieur

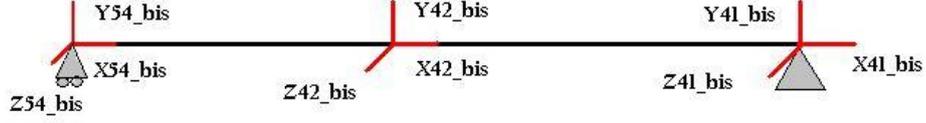


FIG. 9 – Modélisation du triangle inférieur

## 2.1 Section

$$\begin{aligned}
 Y54_{bis} &= Y_{54} \cos(\alpha_3) - X_{54} \sin(\alpha_3) \\
 X54_{bis} &= X_{54} \cos(\alpha_3) - Y_{54} \sin(\alpha_3) \\
 Y42_{bis} &= Y_{42} \cos(\alpha_3) - X_{42} \sin(\alpha_3) \\
 X42_{bis} &= X_{42} \cos(\alpha_3) - Y_{42} \sin(\alpha_3)
 \end{aligned}$$

### 2.1.1 Contraintes en traction-compression

Pour dimensionner notre poutre on se place à la limite de plastification de celle-ci :  $\sigma = \sigma_{max}$ . On trouve ainsi la section minimale où lors de la réalisation de ce calcul on trouve  $\sigma$  en faisant la somme des efforts normaux à la section :

$$F_{calcul} = \sum_{i=1}^n \frac{F_i \cdot x}{S}$$

### 2.1.2 Contraintes en flexion-compression

On respecte les hypothèses d'Euler Berouilli. Le moment fléchissant au centre de la poutre  $\frac{L}{2}$  est :

$$M_f = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{comp}}{R} \cdot I$$

$$M_f\left(\frac{L}{2}\right) = -\frac{Y42_{bis} \cdot L}{2}$$

$$\sigma_{comp} = \frac{X54_{bis} + X42_{bis}}{S}$$

La forme de notre tube est un cylindrique ainsi :

$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$$

En rentrant les données dans l'équation, on obtient :

$$\sigma_{max} \cdot R^3 - \frac{X54_{bis} + X42_{bis}}{\pi} \cdot R + \frac{512 \cdot Y42_{bis} \cdot L}{\pi} = 0$$

En utilisant un logiciel de calcul formel on détermine les racines puis on calcul la section numériquement avec le logiciel Microsoft Excel (document en annexe).

## 2.2 Dimensionnement de la rotule

On réalise la même étude réalisé pour le triangle inférieur.

En prenant comme valeur numérique  $F = 1500N$ ,  $P = \sigma_e$  et  $\sigma_e = 250Mpa$ , on trouve :

$$h = 2 \cdot \sqrt{\frac{F}{P \cdot \pi}} = 2.7mm$$

La hauteur minimale de contact pour la rotule est  $2.7mm$ .

### 2.3 Choix des roulement

Les efforts dans la liaison sont :

X14 19.122807  
Y14 1135.877193

Nous avons à nouveau utilisé le site internet constructeur. Les paramètres de dimensionnement de nos roulements sont encore : diamètre extérieur, charge axiale, charge radiale, vitesse de rotation et durée de vie.

Les caractéristiques du roulement choisi pour répondre au besoin de cette liaison sont les mêmes que précédemment, c'est-à-dire :

diamètre int 15	diamètre ext 35	type SNR 7202 BA	Charge dynamique (daN) 435
durée de vie 2000000	Largeur 11	Etanchéité Aucune	Lubrification Graisse

## 3 Fourche

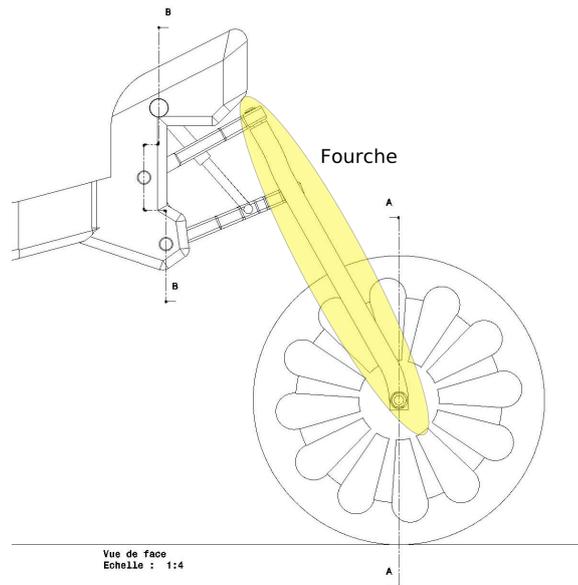


FIG. 10 – Ensemble

### 3.1 Dimensionnement par un calcul analytique

Pour le choix du modèle, on fait une hypothèse critique : la roue se bloque dans un nid de poule et la fourche prend en charge tout le poids de la moto ainsi que sa force d'inertie (dûe à sa vitesse majorée par un coefficient de sécurité de 1.5). Voici le modèle poutre de la fourche :

#### 3.1.1 Contrainte traction-compression

Pour dimensionner notre poutre on se place à la limite de plastification de celle-ci :  $\sigma = \sigma_{max}$ . Mais pour le calcul de l'effort on prend ici en compte la masse de l'ensemble : moto et pilote en considérant une vitesse de  $30m.s^{-1}$  et une décélération en  $\frac{1}{2}$  seconde et un coefficient de sécurité de 1,3. Ainsi

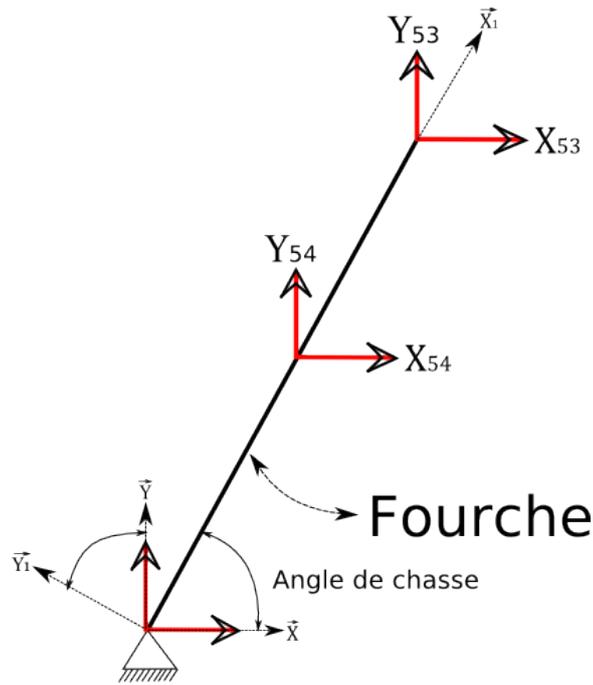


FIG. 11 – Modélisation de la fourche

$$F_{max} = m \cdot \gamma = 250 \cdot \frac{30}{0.5} \cdot 1.3 = 19500N$$

On trouve ainsi la section minimale. On réalise ce calcul en faisant la somme des efforts normaux à la section :

$$F_{calcul} = \sum_{i=1}^n \frac{F_i \cdot x_i}{x_1}$$

Ainsi :

$$S = \frac{19500}{250} = 78mm^2$$

### 3.1.2 Contrainte cisaillement

On réalise une étude similaire à celle réalisée pour le triangle inférieur.

$$X_{53} = \frac{F_{max}}{2} = 7500 \quad X_{54} = \frac{F_{max}}{2}$$

On utilise ici aussi un logiciel de calcul pour nous éviter les calculs manuels : le résultat est donné en annexe sur la feuille de calcul excel.

## 3.2 Dimensionnement du roulement assurant la liaison roue-fourche

Les efforts dans la liaison sont :

$$\begin{array}{ll} X_{roue5} & 2500 \\ Y_{roue5} & 2500 \end{array}$$

Comme précédemment nous avons utilisé le site internet du constructeur pour effectuer le choix de cette liaison. Nous avons choisis deux roulements à bille de type SNR 61 808 2RS. Pour la réalisation technologique, il faut bien comprendre que les roulements sont montés serrés sur la roue, cela permet le démontage de façon aisée de cette partie de la moto.

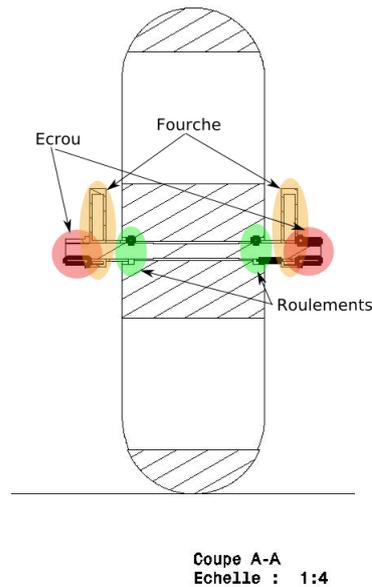


FIG. 12 – Modélisation de la fourche

### 3.3 Dimensionnement par éléments finis

#### 3.3.1 Présentation

Après le calcul simple et l'ordre de grandeur donnés par les calculs avec les modèles de type poutre. On souhaite affiner cette valeur pour permettre de gagner en résistance dans les zones nécessaires et de gagner en poids dans d'autres zones.

#### 3.3.2 Observation

Les résultats d'analyse ont été donnés en annexe. On observe globalement que les concentrations de contrainte sont situées au niveau des liaisons (rotules et pivot). Ceci s'explique aisément en considérant les hypothèses de Saint-Venant qui imposent des variations lentes du chargement et de la géométrie. Au abord des liaisons, les modèles de type poutre sont totalement faux même s'il donnent une bonne approximation loin de ces concentrations de contrainte.

On observe aussi que la présence du profil qui n'est pas tout à fait rectiligne permet de diminuer les déformations (mêmes élastiques). Cela joue sans doute un rôle important puisque souvent dans de tels conceptions le critère est plus un critère de déformations qu'un critère de résistances.

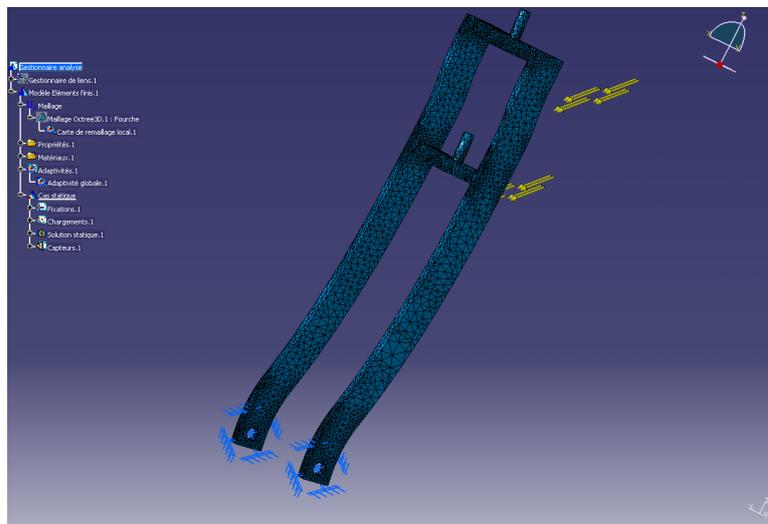


FIG. 13 – Maillage

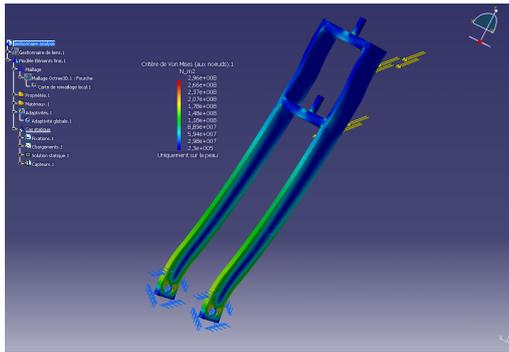


FIG. 14 – Contrainte de von $_{mises}$

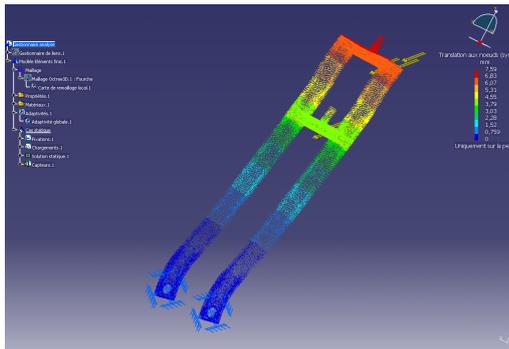


FIG. 15 – Champs de déplacement

### 3.3.3 Conclusion

Le calcul par éléments finis permet de montrer qu'il est nécessaire d'utiliser une section pour la fourche plus grande que celle prévue pour éviter la détérioration rapide de la pièce. Pour cela, on peut jouer à la fois sur l'épaisseur de la pièce et sur les largeurs du profilé.

## 4 Suspension

### 4.0.4 Dimensionnement du ressort

La course utile fixée par le cahier des charges est de 120 mm (notre système possède un débattement effectif de 117 mm)

Le modèle numérique représente de façon sommaire ce composant qui pour nous est un composant du commerce.

### 4.0.5 Dimensionnement des paliers lisses

Les effort dans les liaisons sont :

$$\begin{aligned}
 X_{42} &= 1447.45614 \\
 Y_{42} &= 2546.403509 \\
 X_{41} &= 19.12280702 \\
 X_{41} &= 1135.877193
 \end{aligned}$$

Pour cette liaison pivot, il a été choisi d'utiliser des coussinets car la vitesse de rotation est assez faible et les efforts ne dépassent pas  $1500 \text{ daN.cm}^{-2}$  et que le débattement angulaire est assez faible. Pour le dimensionnement du coussinet, nous connaissons l'effort exercé sur le palier, ainsi avec la surface projetée on connaît la pression et en utilisant le critère de  $pression - vitesse_{admissible}$ .

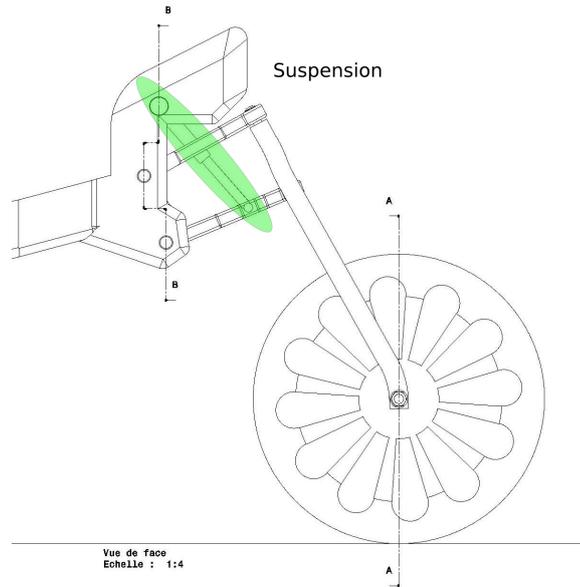


FIG. 16 – Ensemble

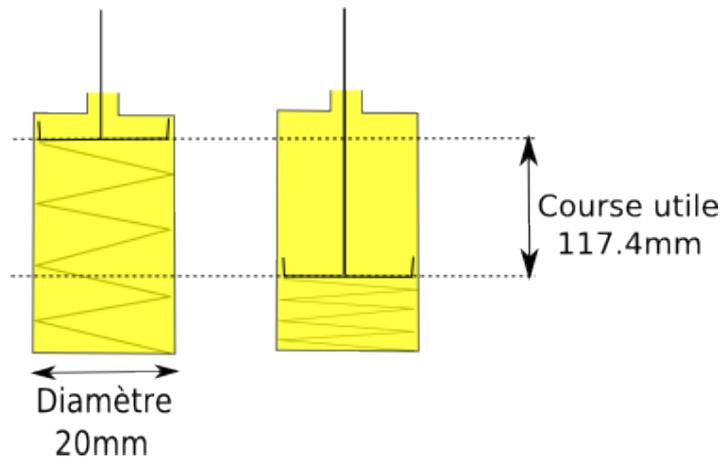


FIG. 17 – Ensemble

$$P = \frac{F}{D_{int} \cdot L}$$

$$PV = P \cdot V$$

Ainsi :

$$D_{int} = \frac{F \cdot V}{L \cdot PV}$$

On peut ainsi dimensionner le diamètre intérieur du coussinet en fonction du matériau, de la vitesse de rotation et de l'effort. On choisit l'effort maximal (majoré d'un coefficient de sécurité de 1.3),  $F_{max} = 3600N$ ,  $V = 0,35m.s^{-1}$ . On choisit comme longueur 30mm. Voici quelques valeurs de  $PV$  pour différents matériaux utilisés.

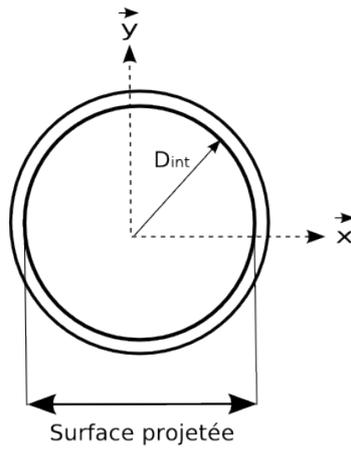


FIG. 18 – Modélisation du palier lisse

Type de coussinet	Vitesse maxi admissible $m.s^{-1}$	Température Limite ( $^{\circ}C$ )	Pression admissible (Mpa)	Produit Pv admissible (Mpa.m/s)
Glacier acetal	2 à 3	-40 à 100	14	0,5 à 0,9
Glacier PTFE	3	-200 à -280	20	0,9 à 1,5
Graphite	13	400	5	0,5
Bronze-étain	7 à 8	> 250	7 à 35	1,7
Bronze-plomb	7 à 8	250	20 à 30	1,8 à 2,1
Nylon	2 à 3	-80 à 120	7 à 10	0,1 à 0,3

$$D_{int} = \frac{3600 \cdot 0.35}{30 \cdot 1.7} = 24.70588235mm$$

## Troisième partie

# Réalisation CATIA

Dans cet partie on a préalablement vérifié que les conditions cinématiques était vérifiées pour cela, on a simplement tracé grâce à CATIA et Excel les courbes représentant les paramètres importants comme le coefficient d'antiplongée, la chasse et le débattement de l'amortisseur (les courbes sont fournies en annexe).

le modèle numérique est aussi disponible dans les annexes. Il y a deux modèles un modèle correspondant aux études cinématiques et un correspondant à la technologie avec l'ensemble des pièces dessinées.

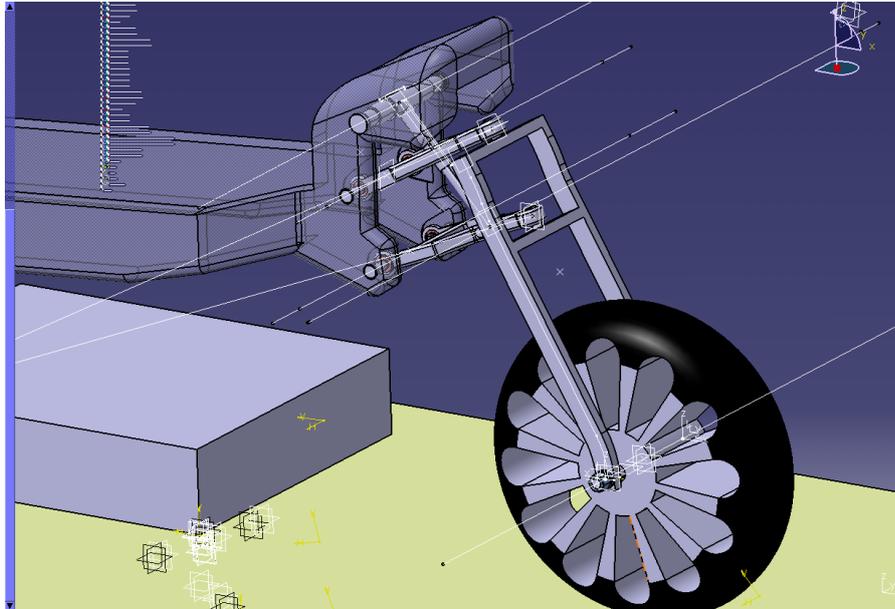


FIG. 19 – Modèle CAO

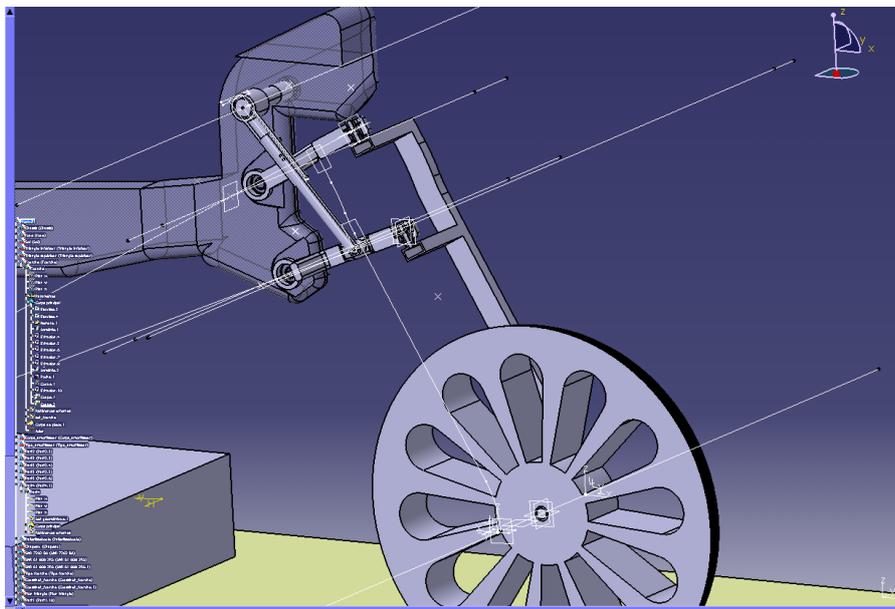


FIG. 20 – Modèle CAO

## Table des figures

1	Modélisation du triangle inférieur . . . . .	3
2	Modélisation du triangle inférieur . . . . .	4
3	Modélisation du triangle inférieur . . . . .	4
4	Modélisation de la rotule du triangle . . . . .	5
5	Modélisation de la rotule du triangle supérieur . . . . .	6
6	Montage de roulement sur triangle supérieur . . . . .	6
7	Emplacement et choix des roulements . . . . .	7
8	Modélisation du triangle inférieur . . . . .	7
9	Modélisation du triangle inférieur . . . . .	8
10	Ensemble . . . . .	9
11	Modélisation de la fourche . . . . .	10
12	Modélisation de la fourche . . . . .	11
13	Maillage . . . . .	11
14	Contrainte de von <sub>mises</sub> . . . . .	12
15	Champs de déplacement . . . . .	12
16	Ensemble . . . . .	13
17	Ensemble . . . . .	13
18	Modélisation du palier lisse . . . . .	14
19	Modèle CAO . . . . .	15
20	Modèle CAO . . . . .	16

Quatrième partie  
Annexes