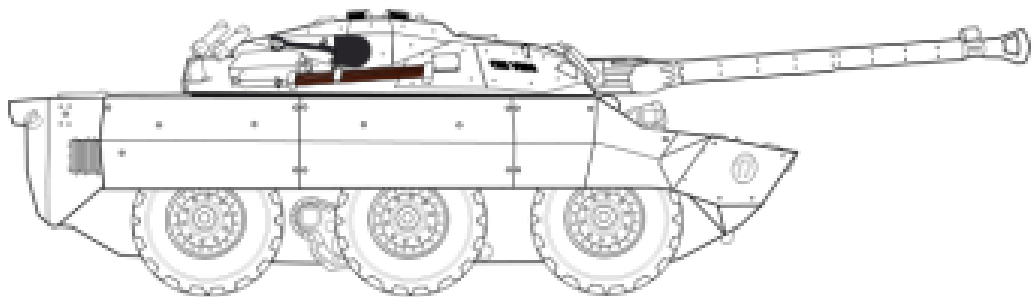


# SAÈ 2.5

## Rapport d'Etudes

**Conception et  
dimensionnement  
d'une pièce de sécurité**



**TULILENI BERITO  
GUILAVOGUI JUSTIN**

**Semestre 2/ TPA11  
BUT-GMP 1ère année  
2024-2025**

# Sommaire

## **I - Introduction.**

## **II - Etude des efforts supportés par le palonnier.**

- Charge Maximale d'utilisation;
- Charge Maximale Admissible;
- Détermination des efforts aux points A,D,C,D,E.

## **III - Conception des bras du palonnier (segment AD)**

## **IV- Conception des tirants (segment DC) et de l'étrier.**

## **V - Validation de la conception.**

- Calcul et à l'aide de logiciels d'éléments finis;
- Calculatoire du bras;
- valider la résistance de votre conception;
- Résultats de l'essai de traction.

## **VI - Conclusion.**

# I- Introduction

L'objectif de cette étude est de concevoir et dimensionner une liaison mécanique fiable et sécurisée entre le palonnier et l'axe de levage du GMP. Cette pièce doit garantir la sécurité des opérateurs tout en répondant aux exigences techniques liées aux efforts mécaniques, aux contraintes géométriques et aux conditions d'utilisation.

Pour mener à bien cette analyse, plusieurs ressources seront mises à disposition :

- Le plan d'encombrement du GMP et du palonnier
- Le plan de définition de l'axe du palonnier
- Un modèle numérique du GMP
- Un modèle numérique de l'axe

# II-Étude des efforts supportés par le palonnier

Avant d'entamer le sujet, il est nécessaire de rappeler les données avec lesquelles nous allons travailler.

Selon le dessin d'encombrement du groupe moto pompe, celui-ci pèse 1732kg.

DESIGNED BY:	Groupe Moto Pompe		
DATE:			
CHECKED BY:			
DATE:			
SIZE		IUT de Troyes GMP	
SCALE	WEIGHT (kg)	DRAWING NUMBER	SHEET
1 : 10	1 732 kg	XXX	1 / 1

This drawing is the property of IUT de Troyes and can't be reproduced or communicated without our written agreement.

## 1-Charge maximale d'utilisation

CMU est la Charge Maximale d'Utilisation, charge maximale que peut supporter le palonnier en utilisation courante. Alors elle correspond au poids de l'ensemble bloc moteur.

$$\text{CMU} = m \cdot g \quad \text{avec: } m = 1\,732 \text{ Kg}$$
$$g = 9,81 = 10 \text{ m/s}^2$$

Donc: **CMU = 17 320 N .**

## 2-Charge maximale admissible

Avec un coefficient de sécurité  $s=2$  alors :

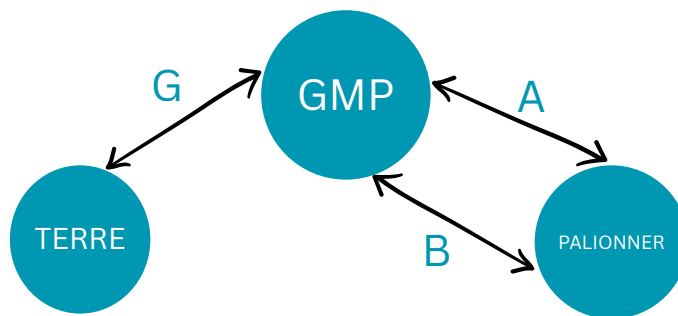
$$\text{CMA} = 2 \cdot \text{CMU}$$

Donc: **CMA = 34 640 N .**

La masse maximale admissible par le palonnier est d'environ 3 464 kg .

## 3.0-Détermination des efforts aux points A,B,C,D et E

Application de PFS :  
solution du GMP



Considérons les points A, B et G dont les torseurs d'action mécanique sont donnés par :

$$\{\vec{\tau}_A\} = \begin{Bmatrix} X_A & L_A \\ Y_A & M_A \\ Z_A & 0 \end{Bmatrix}_A \quad \{\vec{\tau}_B\} = \begin{Bmatrix} X_B & L_B \\ Y_B & M_B \\ Z_B & 0 \end{Bmatrix}_B \quad \{\vec{\tau}_G\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -P & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_G$$

Par hypothèse le problème est supposé plan, alors tous les vecteurs sont dans ce plan donc les torseurs d'actions mécaniques deviennent :

$$\{\tau_A\} = \begin{Bmatrix} X_A & 0 \\ Y_A & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_A \quad \{\tau_B\} = \begin{Bmatrix} X_B & 0 \\ Y_B & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_B \quad \{\tau_G\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -P & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_G$$

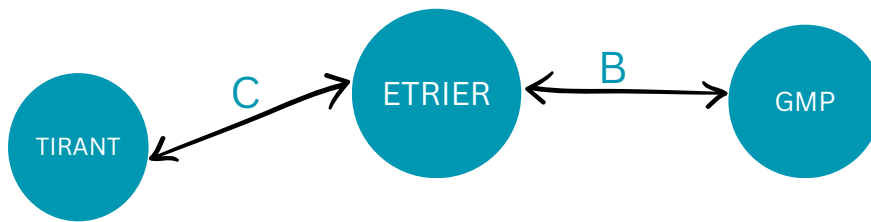
Pour plus de détails, se référer à l'annexe. Nous allons nous contenter d'inscrire les efforts ici. Pour les points (les normes sont en Newton).

**ATTENTION: Calculs ajouter en Annexe**

$$\begin{cases} X_A + 0 + 0 = 0 \\ Y_A + Y_B - P = 0 \\ 0 + 753.44Y_B - 218P = 0 \end{cases}$$

$$Y_B = \frac{218}{753.44}P \quad Y_A = \frac{536}{753.44}P$$

### 3.1-Détermination des efforts aux points A,B,C,D et E



Bilan des forces

$$\vec{\tau}_B = \vec{\tau}_C = \vec{\tau}_D$$

$$\{\vec{\tau}_E\} = -\{\vec{\tau}_G\}$$

**ATTENTION: Calculs ajouter en Anexe**

**RESUME :**

$$\mathbf{A}: y_A = 24\,643 y^\rightarrow$$

$$\mathbf{B}: y_B = 10\,023 y^\rightarrow$$

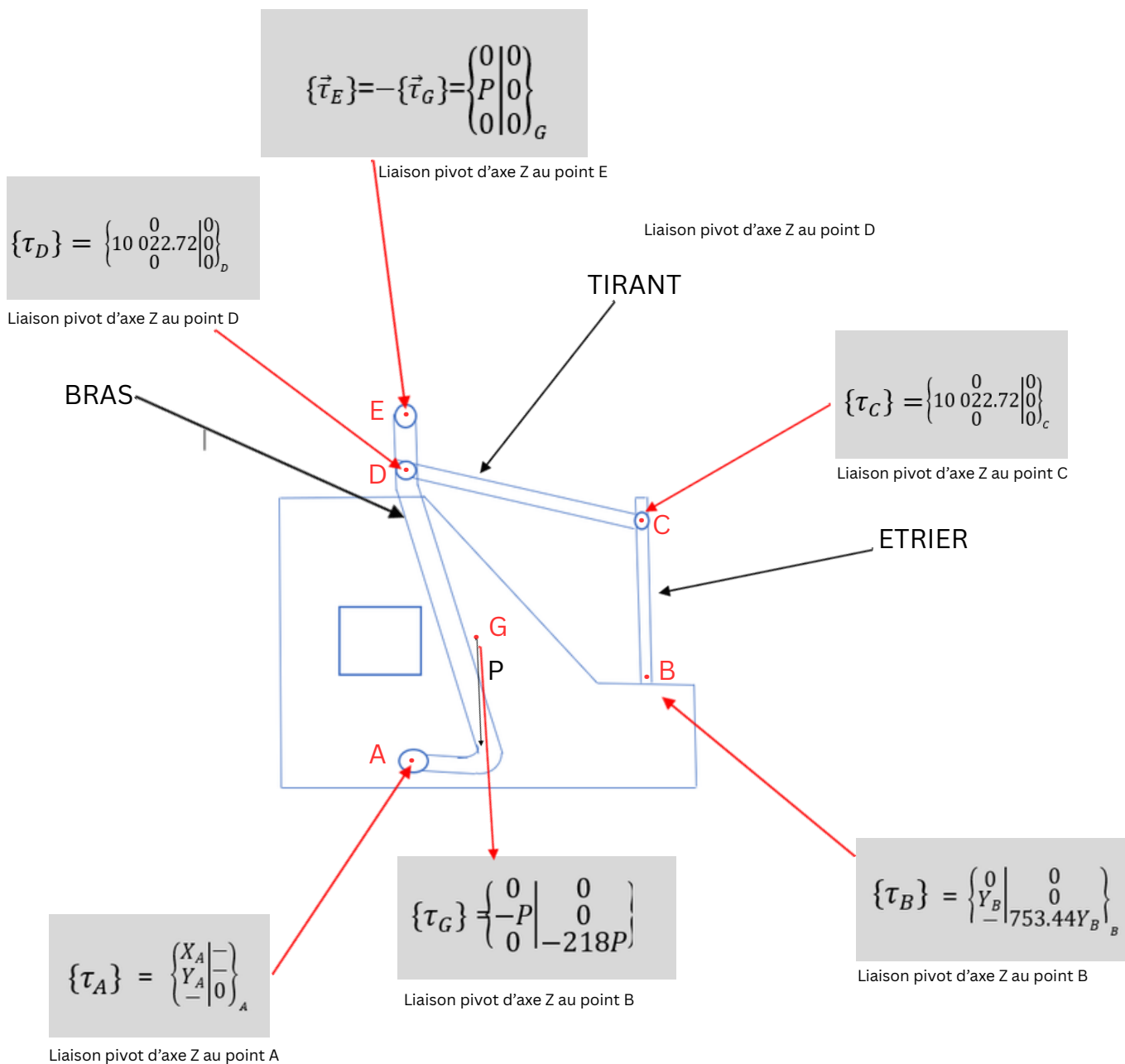
$$\mathbf{C}: y_C = 10\,023 y^\rightarrow$$

$$\mathbf{D}: y_D = 10\,023 y^\rightarrow$$

$$\mathbf{E}: y_E = 34\,640 y^\rightarrow$$

$$\mathbf{P} \text{ (charge appliquée)} = -34\,640 y^\rightarrow$$

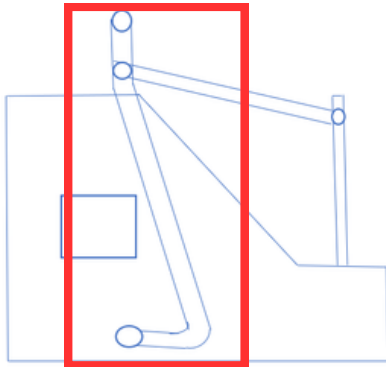
# 3.2-Détermination des efforts aux points A,B,C,D et E



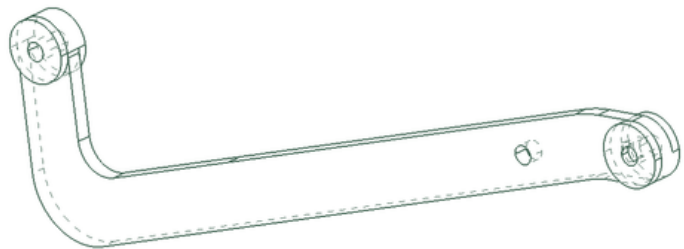
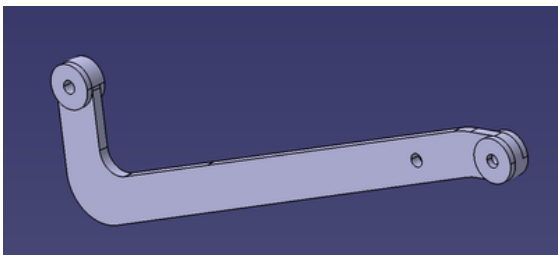
# III- Conception des bras du palonnier (segment AD)

## DONNÉS:

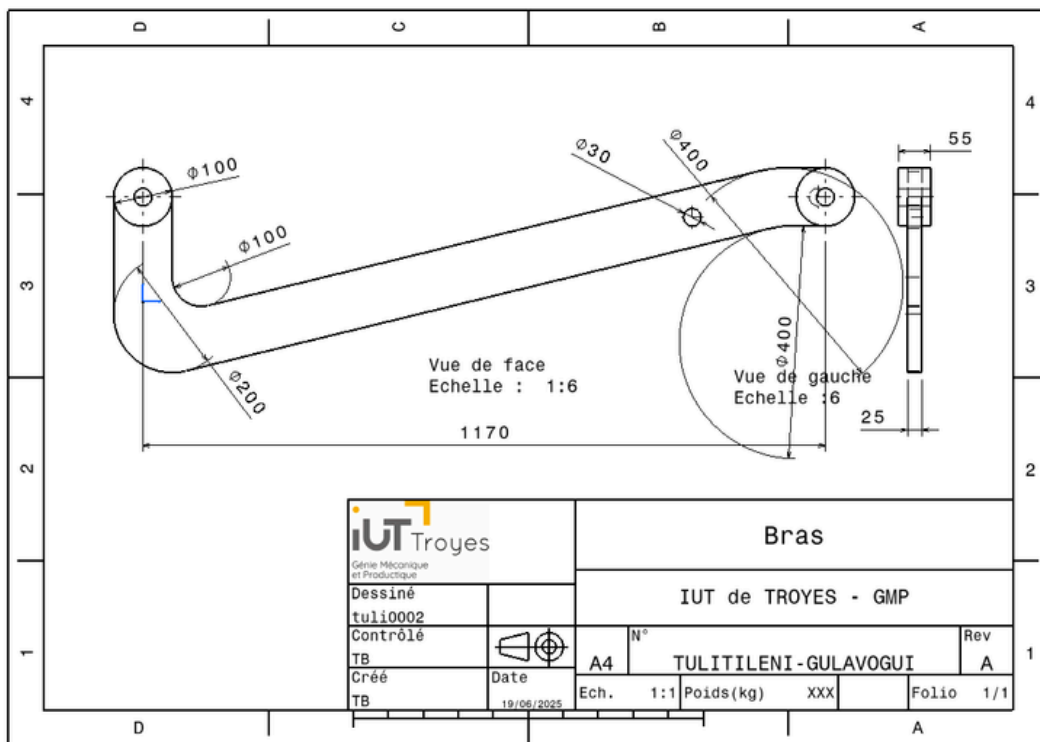
- Les bras devront être en liaison pivot avec le GMP
- Les bras devront être en liaison pivot avec l'axe
- Les bras devront être en liaison pivot avec les tirants (segment CB)
- Les bras devront être en acier (nuance à choisir et section à choisir)
- Les bras devront être en une seule pièce



Il est important de respecter la distance mais aussi l'alignement des points de fixation dans le bras. N'étant pas possible d'aller d'un point à un autre en ligne droite, il faudra contourner légèrement l'obstacle afin de relier les points. Nous pouvons déjà apercevoir que les dimensions choisies ici sont largement supérieures à celles choisies durant la modélisation. Ceci pourrait être un point de réduction des coûts au besoin.



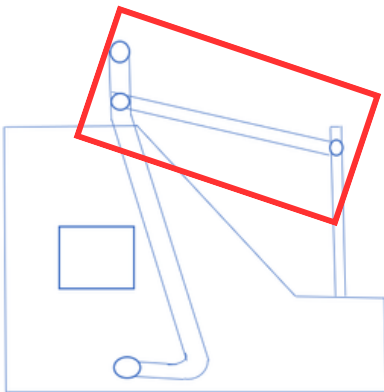
## DESSIN DE DEFINITION:



# IV.1- Conception des tirants (segment CB) et de l'étrier

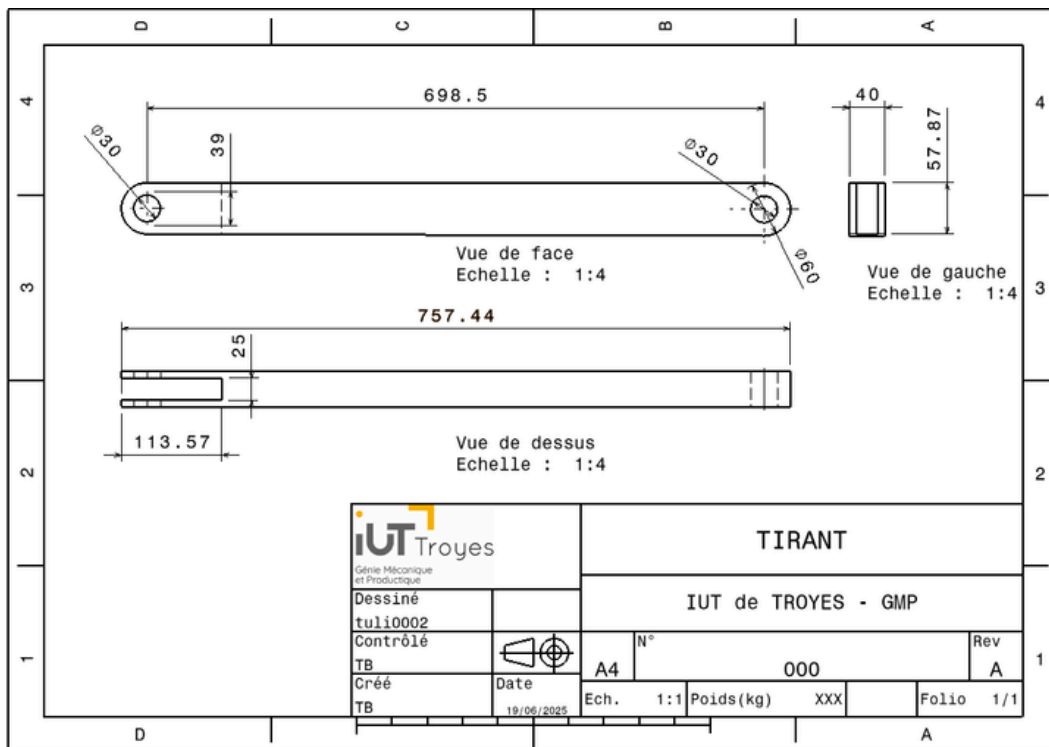
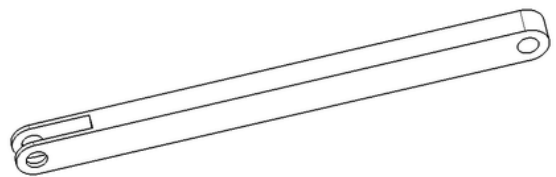
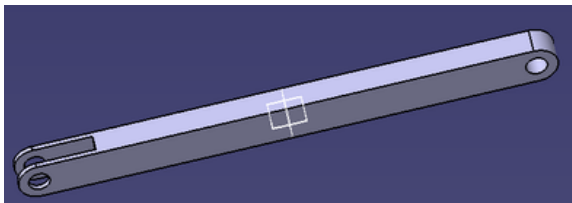
## DONNÉS:

- Les tirants devront être en liaison pivot avec les bras (segment AC)
- Les tirants devront être en liaison pivot avec les étriers
- Les tirants devront être en acier (nuance et section à choisir)
- Possibilité de mécanosoudure



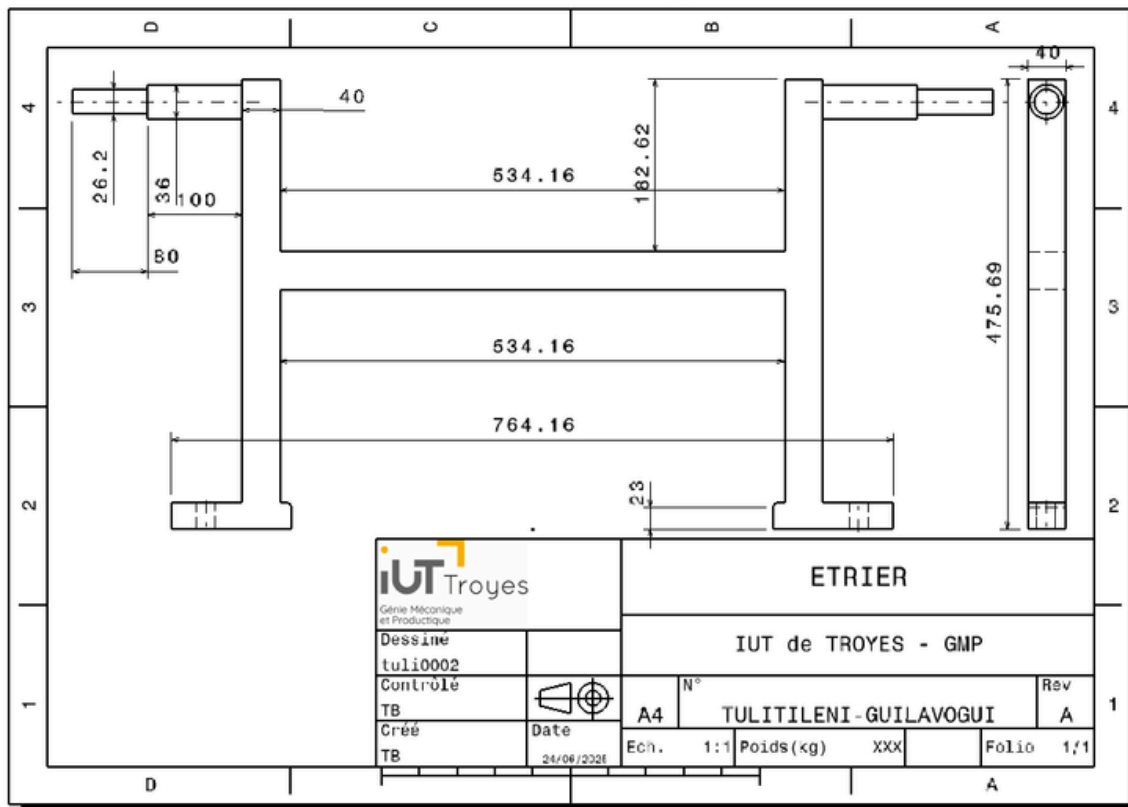
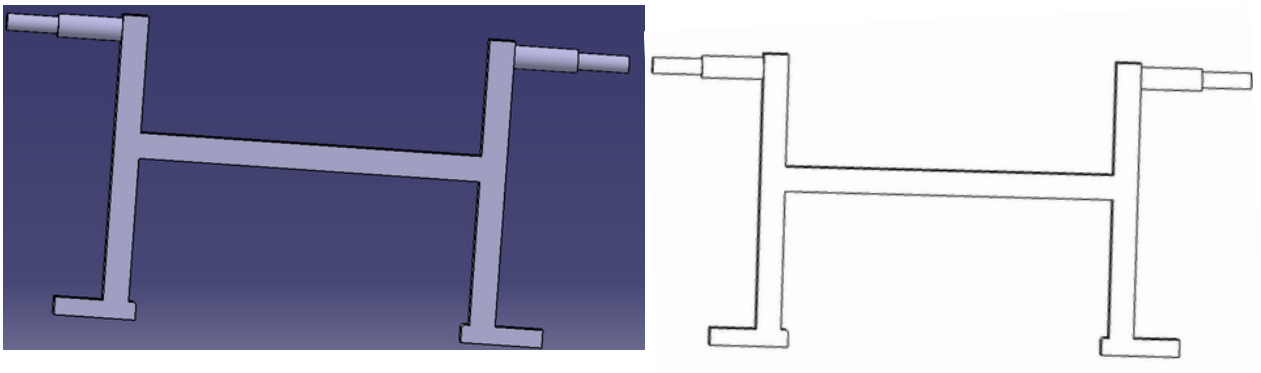
La longueur de notre tirant est dépendante des points d'accroche définis dans le sujet. Celui-ci n'a rien de spécial. Les angles abrupts ont été réduits au maximum pour des raisons de concentration de contraintes.

## DESSIN DE DEFINITION:



## IV.2- Conception des tirants (segment CB) et de l'étrier

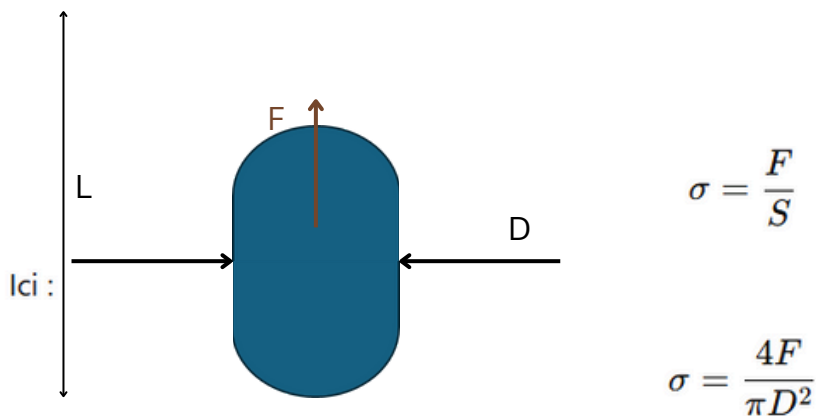
- Cahier des charges étriers
- L'étrier devra se fixer sur le GMP aux points B' (taroudage M 20)
- L'étrier devra être en acier (nuance à choisir)
- Possibilité de mécanosoudure



# V-Validation de la conception

## 1-Par calcul et à l'aide de logiciels d'éléments finis ( Catia V5)

Pour ceci, nous allons modéliser le bras comme une poutre de diamètre D et de longueur L. Celle-ci sera encastrée d'un côté et subira une force de traction F de l'autre. La gravité est récupérée ailleurs dans l'assemblage, nous allons donc la négliger dans cette modélisation.



Pour valider cette modélisation, il est nécessaire que :

$$\sigma \leq \frac{\sigma_e}{k} \quad \text{avec } k = 2 \text{ pour ce sujet.}$$

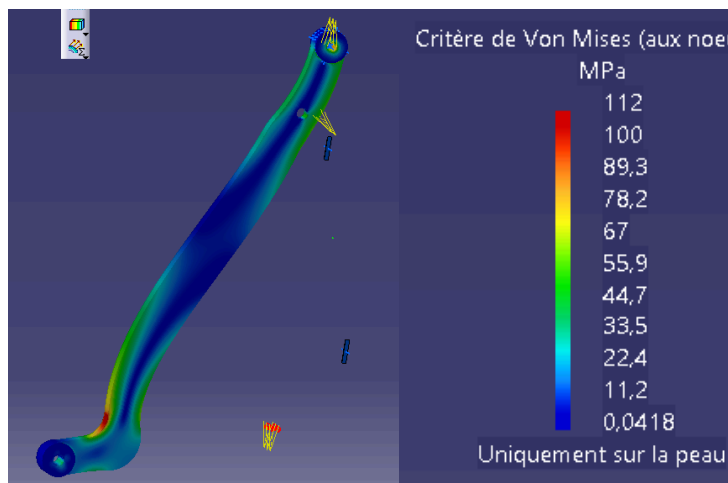
$\sigma_e$  sera quant à lui déterminé expérimentalement.

**Données :**

$F = 24\,643 \text{ N}$  (Force appliquée au point A)

- D=?
- K=2
- F=24 643 N

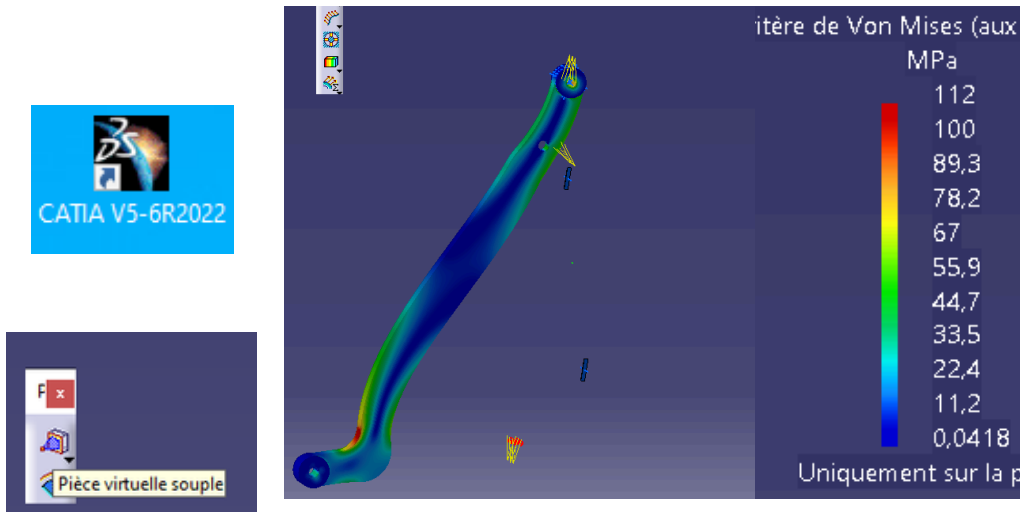
Pour la résistance élastique du bras , on a fait un étude préliminaire sur CATIA .



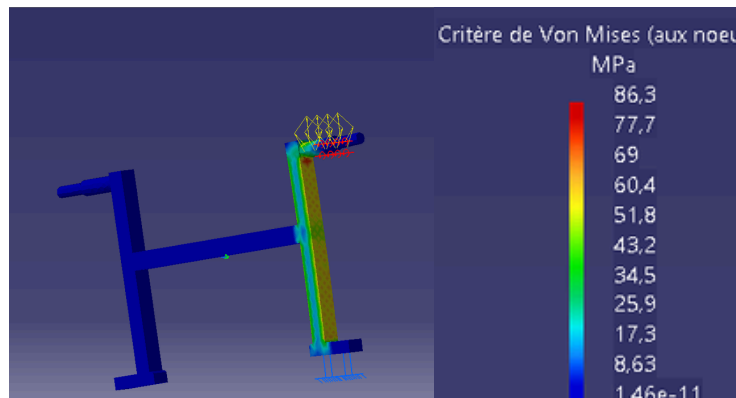
# 2-Visualisation à l'aide de logiciels Catia V5

## les éléments finis

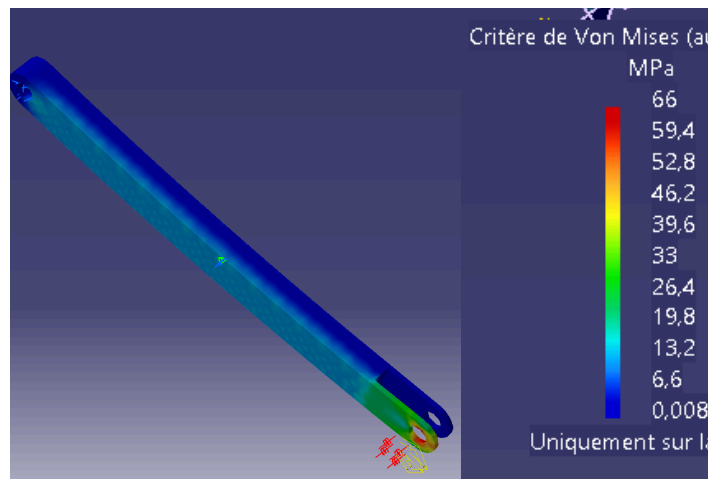
CATIA va alors nous afficher les contraintes de Von Mises selon le maillage que l'on a défini. Il est important de réduire la taille des polygones du maillage, afin d'en avoir plusieurs et donc d'avoir un calcul plus précis. Ceci demande plus de ressources de calcul, mais ce cas de figure restant relativement simple, couplé à la puissance suffisante des machines de l'établissement, nous pouvons nous permettre de le faire.



Visualisation du BRAS avec une contrainte MAX de 112MP.



Visualisation du ETRIER avec une contrainte MAX de 86.3MP.



Visualisation du TIRANT avec une contrainte MAX de 66MP.

# 3-Validation de la résistance de notre conception

Pour valider cette modélisation, il est nécessaire que :  
avec  $C=2$  pour ce sujet.

$$R_{pe} = R_e/C = 226/2 = \mathbf{113 \text{ MPA}}$$

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

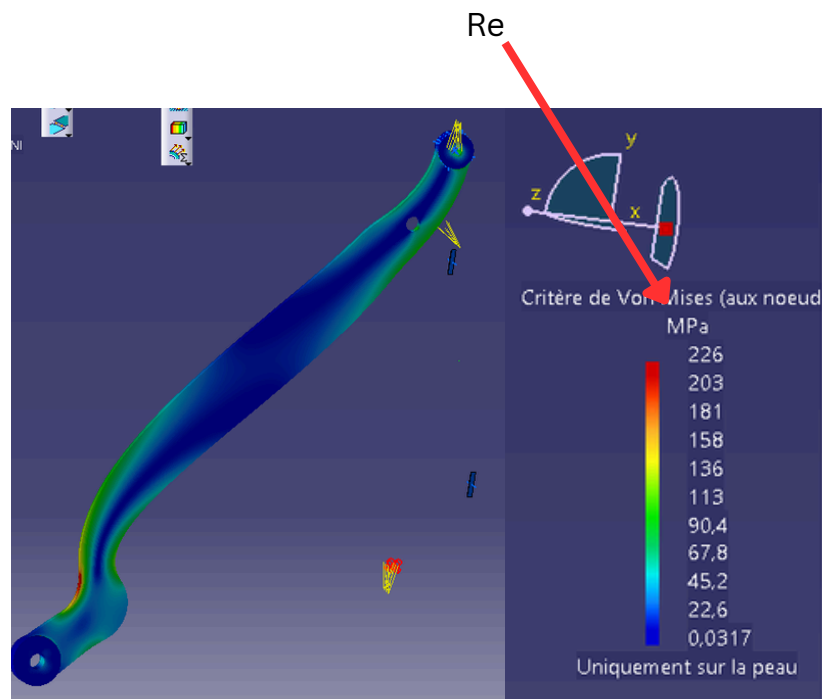
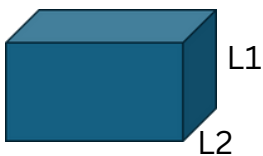
Avec l'application numérique on a :

$$\sigma_e \geq \frac{4F}{\pi D^2}$$

$$\sigma = \frac{4F}{\pi D^2}$$

On sait déjà que se le Diamètre doit être supérieur à 23.65 mmm:  $D=L2 \geq 23.65 \text{ mm}$   
S'on applique théoriquement  $L2=25 \text{ mm} > 23.65 \text{ mm}$  et  $L1=10 \text{ mm}$

$$S = L2 * L1 = 25 * 10 = \mathbf{250 \text{ mm}^2}$$



## CONCLUSION DE L'ETUDE

On peut arriver à la conclusion que avec un aire de  $S=250 \text{ mm}^2$  le bras est possiblement modélisé cars:

$$\sigma < R_{pe} \Rightarrow \sigma = F/S = 24\,643/250 = 98.572 \text{ Mpa} \Rightarrow \mathbf{\sigma = 98.572 < 113 \text{ Mpa}}$$

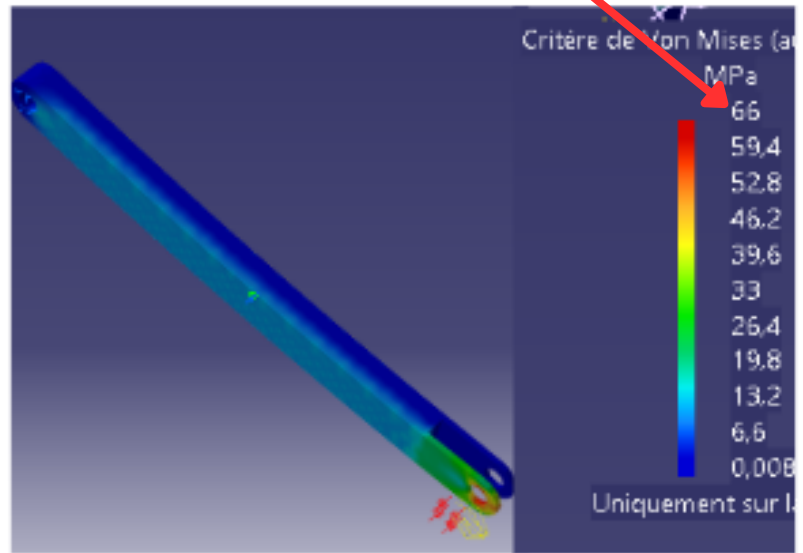
Pour valider cette modélisation du tirant

$$\sigma_e = R_{pe} = R_e / C = 66 / 2 = 33 \text{ MPA}$$

On peut arriver à la conclusion que avec les dimensions de le tirant est possible modélisé cars:

$$\sigma = 33 \text{ MPA} < 113 \text{ MPA}$$

Re=66 MPA

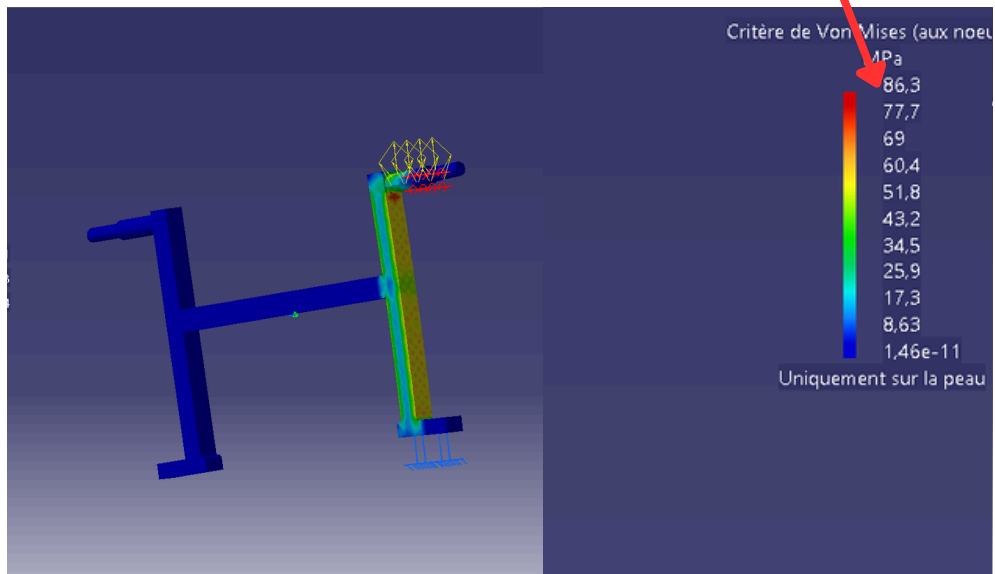


On peut arriver à la conclusion que avec les dimensions de l'étrier est possible modélisé cars:

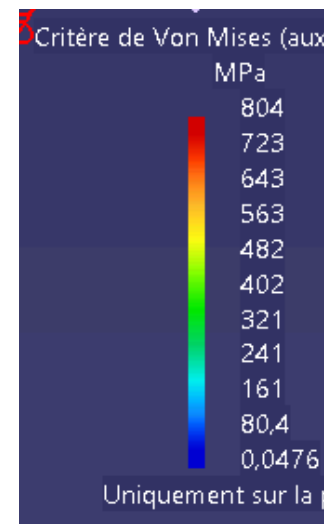
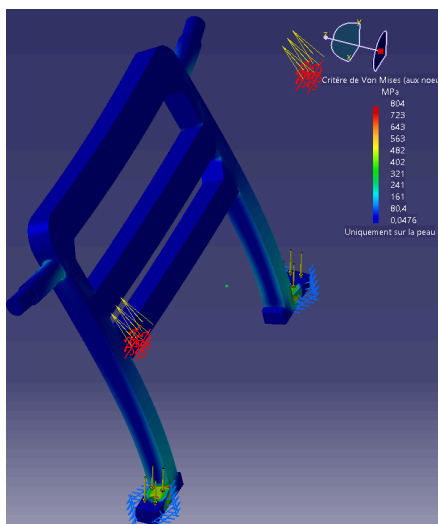
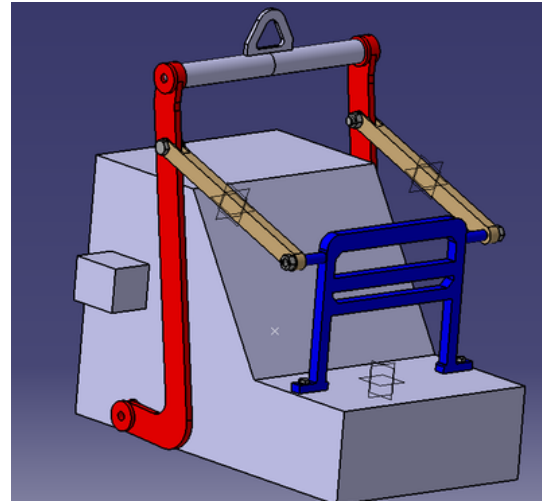
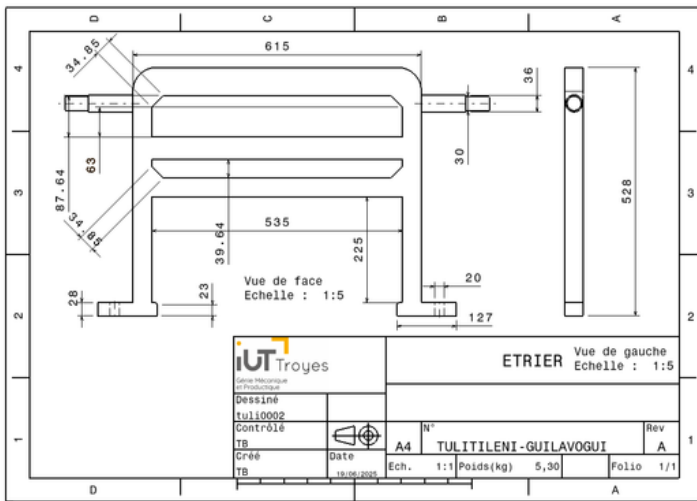
$$\sigma_e = R_{pe} = R_e / C = 86.3 / 2 = 33 \text{ MPA}$$

$$\sigma_e = 43.15 \text{ MPA} < 113 \text{ MPA}$$

Re=86.3 MPA



Durant la conception, nous avons dû recommencer après avoir terminé une ébauche des premières pièces car le résultat n'était pas convaincant. Le bras en lui-même est difficilement réalisable et les contraintes définies dans le cahier des charges n'étaient pas respectées. Voici donc à titre indicatif une image de ce à quoi ressemblait notre première ébauche.

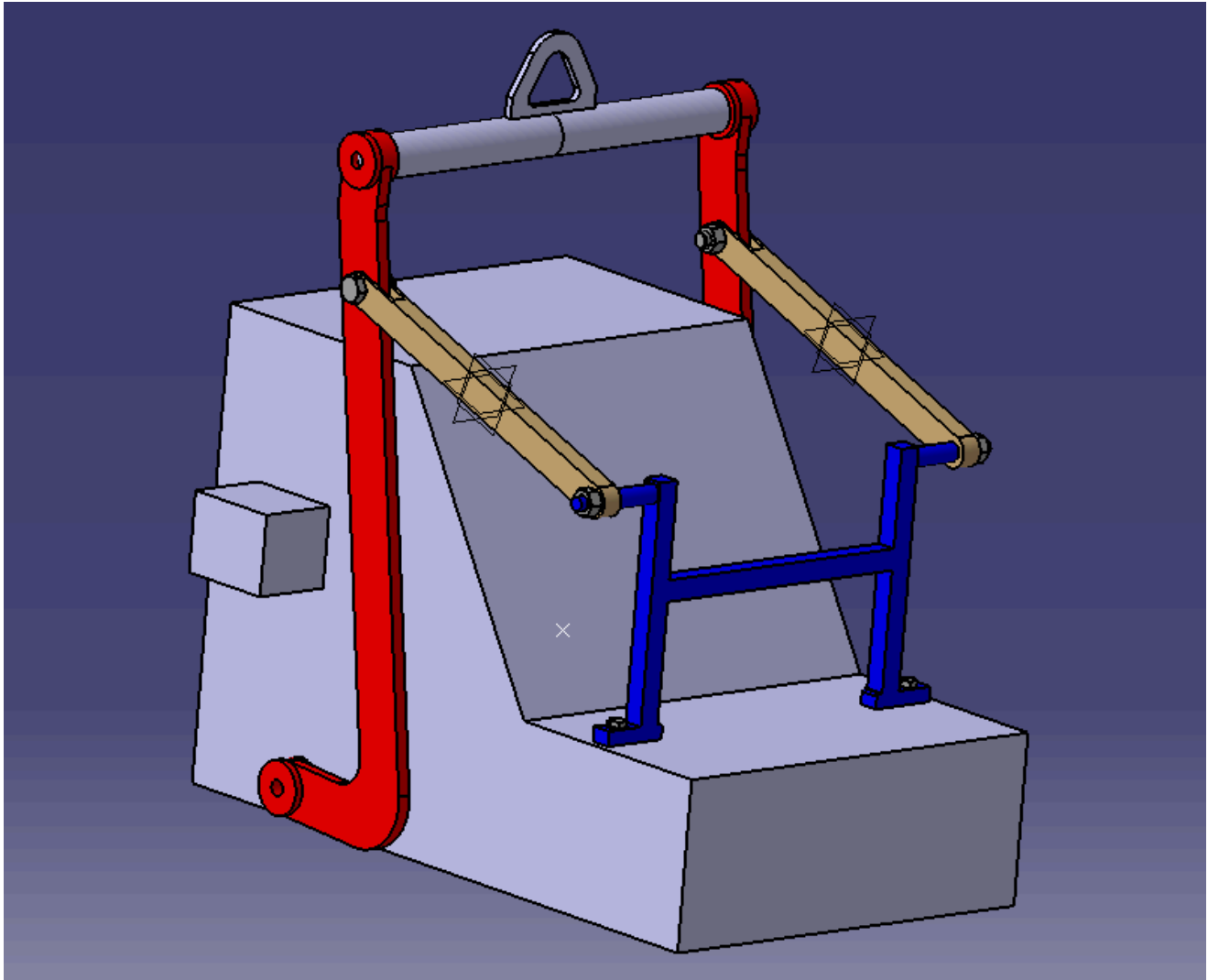


On peut arriver à la conclusion que avec les dimensions de l'etrier ne pas est possible d'etrê modélisé cars:

$$\sigma_e = R_{pe} = R_e / C = 804 / 2 = 402 \text{ MPA}$$

$$\sigma_e = 402 \text{ MPA} > 113 \text{ MPA}$$

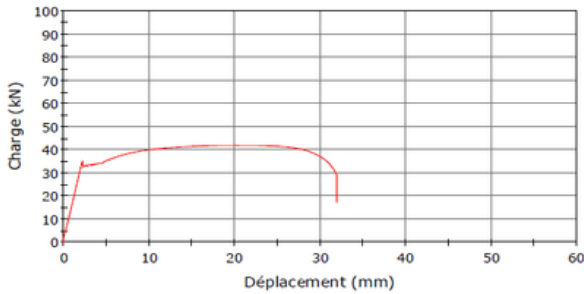
# MODELISATION FINALE



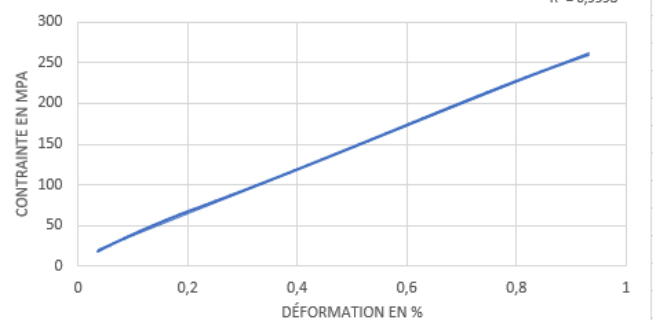
# 5-Résultats de l'essai de traction

III- Résultats de l'essai de traction Il nous a été possible de réaliser 3 essais de traction durant une séance de TP avec des éprouvettes normalisées. L'éprouvette en question avait une section de 25×10 mm pour une longueur totale de 250 mm. Nous avons pu en tirer plusieurs graphiques qui nous seront utiles pour la suite. A noter que nous avons déjà utilisé l'une des valeurs tirées de ce test plus haut. Les fichiers Excel seront inclus dans le dossier du devoir.

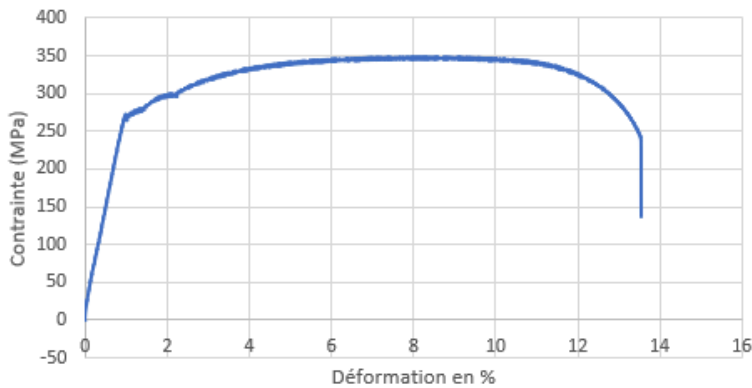
Eprouvette 1 à 1



COURBE DANS LA ZONE ELASTIQUE



Test de traction



Grâce aux fonctions d'Excel, nous allons ainsi pouvoir déterminer plusieurs données importantes. Etant donné que nous avons en possession 3 sets de données entiers, les valeurs retransmises dans ce rapport seront la moyenne des 3.

Variables	Valeurs	Unités
Re	275	MPa
Rm	35,225	MPa
Rr	23,513	MPa
E	268	
E%	1,436%	

# VII-Conclusion

La conception ayant été validée, aucune modification n'est strictement nécessaire. Toutefois, nous avons identifié plusieurs axes d'optimisation qui pourraient améliorer la fabricabilité et réduire les coûts :

- La pièce, bien que techniquement réalisable, présente une certaine complexité à l'usinage. Il serait pertinent d'envisager une modification du bras afin de simplifier sa fabrication.
- Le point d'attache au niveau du tirant et du GMP pourrait également faire l'objet d'une révision pour une meilleure intégration.
- Le bras actuel semble surdimensionné par rapport aux contraintes réelles. Une réduction de ses dimensions permettrait non seulement un gain d'espace, mais aussi une diminution des coûts de matière et d'usinage.

En résumé, deux pistes d'amélioration méritent d'être étudiées : simplifier la pièce pour faciliter sa fabrication, et en optimiser les dimensions pour en réduire le coût.

## Modifications envisageables et estimation du coût

Bien que la conception actuelle soit validée, plusieurs ajustements pourraient optimiser la fabrication du système et en réduire significativement le coût. Voici les pistes d'amélioration identifiées :

### 1. Simplification géométrique

La pièce présente actuellement une géométrie complexe, particulièrement au niveau du bras, ce qui la rend difficile à usiner. Une simplification du design notamment en réduisant les découpes ou en évitant certaines formes peu utiles mécaniquement permettrait d'en faciliter la production, voire de recourir à des méthodes de découpe plus économiques (comme le plasma ou le laser pour tôle fine).

### 2. Réduction des dimensions

Le bras est clairement surdimensionné par rapport aux besoins fonctionnels réels. Réduire ses dimensions permettrait :

- Une diminution du volume de matière utilisé
- Une baisse du coût d'achat de la tôle
- Un gain de temps d'usinage et donc une économie sur les coûts de main-d'œuvre

Estimation du coût du système dans sa version actuelle

- Coût matière : Une tôle d'épaisseur 50 mm et de longueur suffisante pour usiner le bras coûte environ 3000 € sur le marché.
- Méthode de découpe : Une découpe plasma pourrait être envisagée si les tolérances restent modérées. Elle coûte environ 135 € HT (hors coût opérateur).
- Temps d'usinage : Le périmètre de découpe du bras est d'environ 2640 mm. Toutes les découpes peuvent être réalisées en moins d'une heure.

Coût total estimé (version actuelle) : supérieur à 3000 €, sans compter les frais de main-d'œuvre, de finition, ni les éventuelles pertes matière.