



Ezziati Nizar : Chef de projet

L'objectif de ce projet est de développer un banc de flexion afin de vérifier de façon pratique les équations vues en cours.

Cet objectif sera réalisé en 2 étapes :

→ Dans un premier temps la lame de flexion pourra osciller librement.

→ Dans un second temps, la lame de flexion doit osciller de façon forcée grâce à un système d'excitation mécanique forcée

Des masses et des amortisseurs pourront être placés sur la lame afin de voir leur influence. Pour réaliser ce projet nous adapterons un bâti déjà existant au sein de l'ENIB.

Durant mon travail j'ai été encadré par M.CONTAL et M.HELERT j'ai travaillé avec M.Lazizi dans la gestion du projet et M.Laabid sur la partie oscillation vibratoire

Mission principal :

- Allouer les tâches aux membres du projet
- Collaboration avec responsable de communication sur les deadlines des tâches
- Devis de commande matériel
- Gestion du groupe + Réalisation des tâches en collaboration avec LAZIZI (Responsable de communication).
- Accueil des nouveaux étudiants (alternant) : Intégration + Explication en collaboration avec LAZIZI (Responsable de communication).
- Brainstorming pour le choix du système de transformation de mouvement (voir le rapport)
- Paramétrage cinématique de la transformation de mouvement
- Démarche calcul couple moteur
- Asservissement du moteur

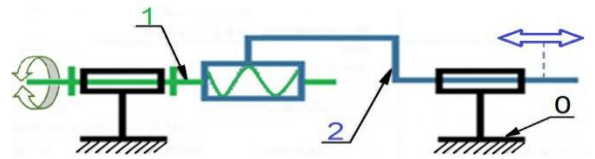
Mission secondaire :

- Analyse de l'Oscillation vibratoire
- Rédaction du rapport et présentation à partir des différents parties des membres du groupe en collaboration avec responsable de communication.
- J'ai participé à faire le cahier de charge fonctionnelle (voir le rapport)

Pour le choix du système de transformation de mouvement j'ai proposé :

Le système vis-écrou :

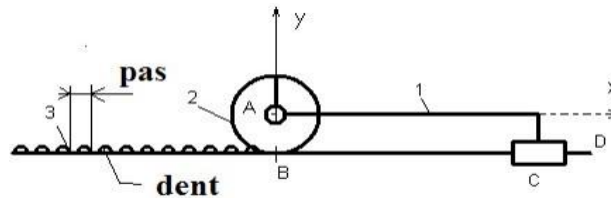
La vis tournant autour de son axe principal qui entraîne un écrou en translation.



Avantages	Inconvénients
Ce mécanisme permet d'exercer des forces et des pressions importantes. Il permet aussi des ajustements fins.	Ce mécanisme génère beaucoup de frottement. Sa fragilité peut entraîner des problèmes de guidage+ lent à moins d'avoir un pas de vis important.

Le système pignon crémaillère :

L'engrènement entre les dents de la crémaillère et les dents du pignon assure le roulement sans glissement en I



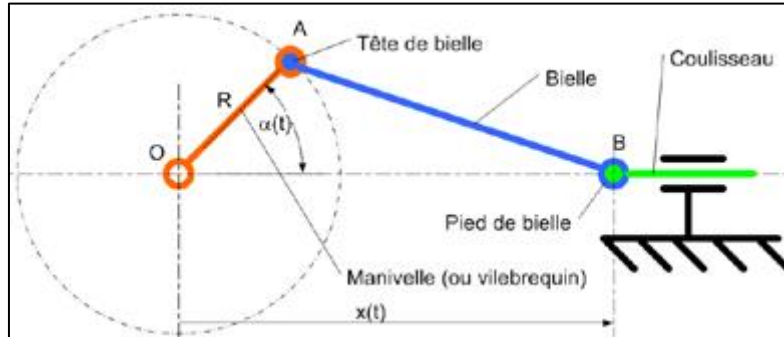
Avantages	Inconvénient
Ce type de mécanisme permet de transformer le mouvement sans qu'il y ait glissement entre les organes	Nécessite un ajustement précis entre la roue et la crémaillère à cause des dents

Conclusion :

Et après une réunion avec LAZIZI nous avons opté pour le système bielle manivelle pour notre projet.

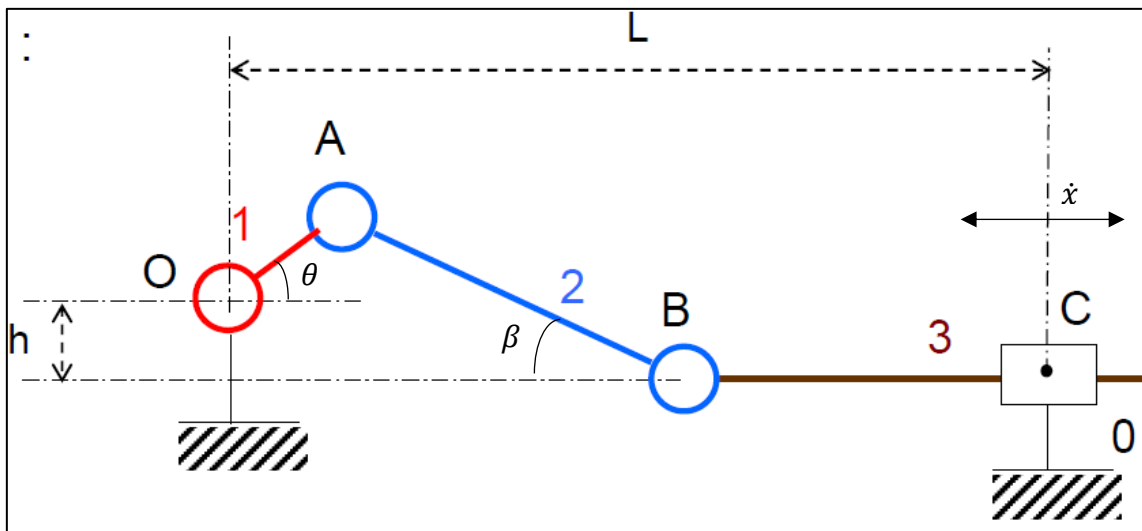
Paramétrage cinématique de la transformation de mouvement :

Après avoir fait un brainstorming des solutions possibles pour choisir le système d'excitation, nous avons opté pour le système bielle manivelle, la figure ci-dessous représente un schéma de celle-ci :



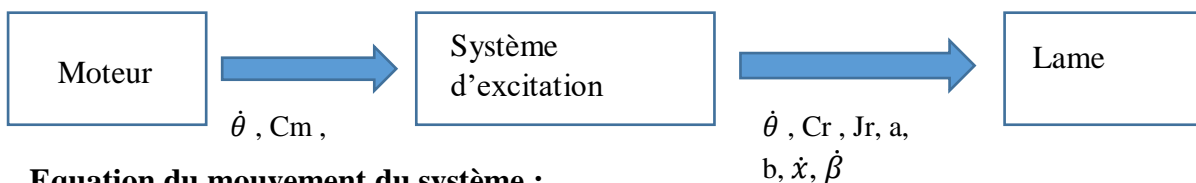
Le moteur fait tourner l'arbre autour de O, le piston dont la masse est m agit sur la lame.

Après une analyse cinématique du système nous poserons les paramètres cinématiques suivantes :



Avec $OA = a$ et $AB = b$ et $h = 0$.

$$\begin{cases} \dot{x} = -a \times \dot{\theta} \times \cos \theta \times \tan \beta - a \times \dot{\theta} \times \sin \theta \\ \cos \beta = \frac{a}{b} \times \sin \theta \end{cases}$$



Equation du mouvement du système :

Nous appliquons le théorème de l'énergie cinétique total :

$$Ec = Ec1 + Ec2 + Ec3$$

Tel que :

$$Ec1 = \frac{1}{2} \times J \times \dot{\theta}^2, Ec2 = \frac{1}{2} \times m_2 \times V(G2)^2 + \frac{1}{2} \times \omega(2/0) \times M(2/0), Ec3 = \frac{1}{2} \times m_3 \times \dot{x}^2$$

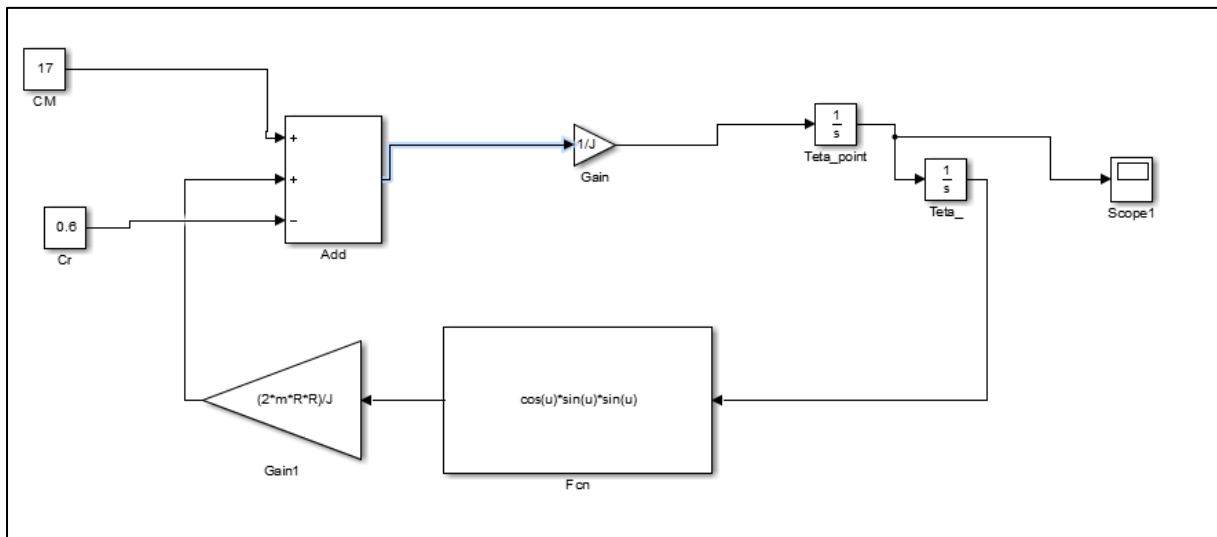
$$\frac{dEc}{dt} = \sum \frac{dEci}{dt} \quad \text{avec } i=1..3$$

En prenant compte des simplifications dimensionnelles : $m_3 \gg m_2$ et $b > a$

D'où l'équation :

$$\frac{dEc}{dt} = J \times \dot{\theta} \times \ddot{\theta} + 2 \times m_3 \times a^2 \times \dot{\theta} \times \cos \theta \times \sin \theta^2 = (Cm + Cr) \times \dot{\theta}$$

Simulation sur SIMULINK :



Remarque : on a considéré Cm comme une constante et Cr

Cette simulation nous permet d'observer l'évolution de la vitesse de rotation du système en fonction du temps pour un couple moteur donné.

D'autre part notre étude est basé sur différents métaux de lames tel que l'acier l'aluminium le plastique notre intervalle d'étude sera compris entre $F=2N$ et $F=6N$ pour un couple égale à :

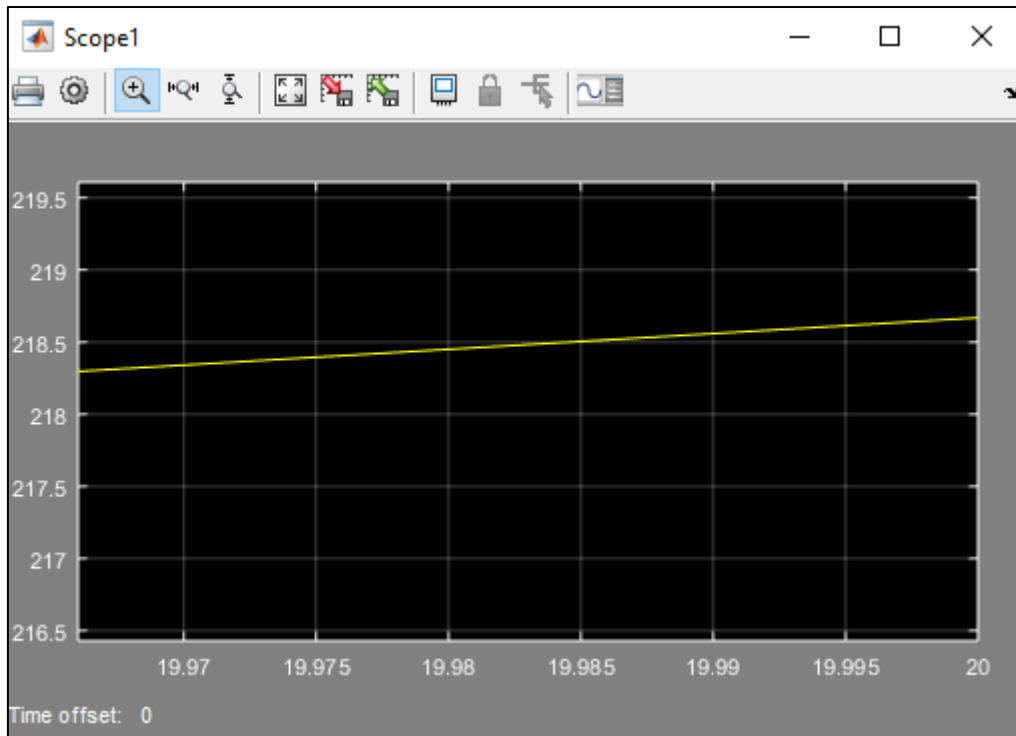
$$Cr = F \times R$$

D'après l'étude théorique la fréquence d'oscillation de la lame pour l'aluminium est : 36.6 rad/s

La fréquence d'oscillation de la lame pour l'acier est : 62.5rad/s

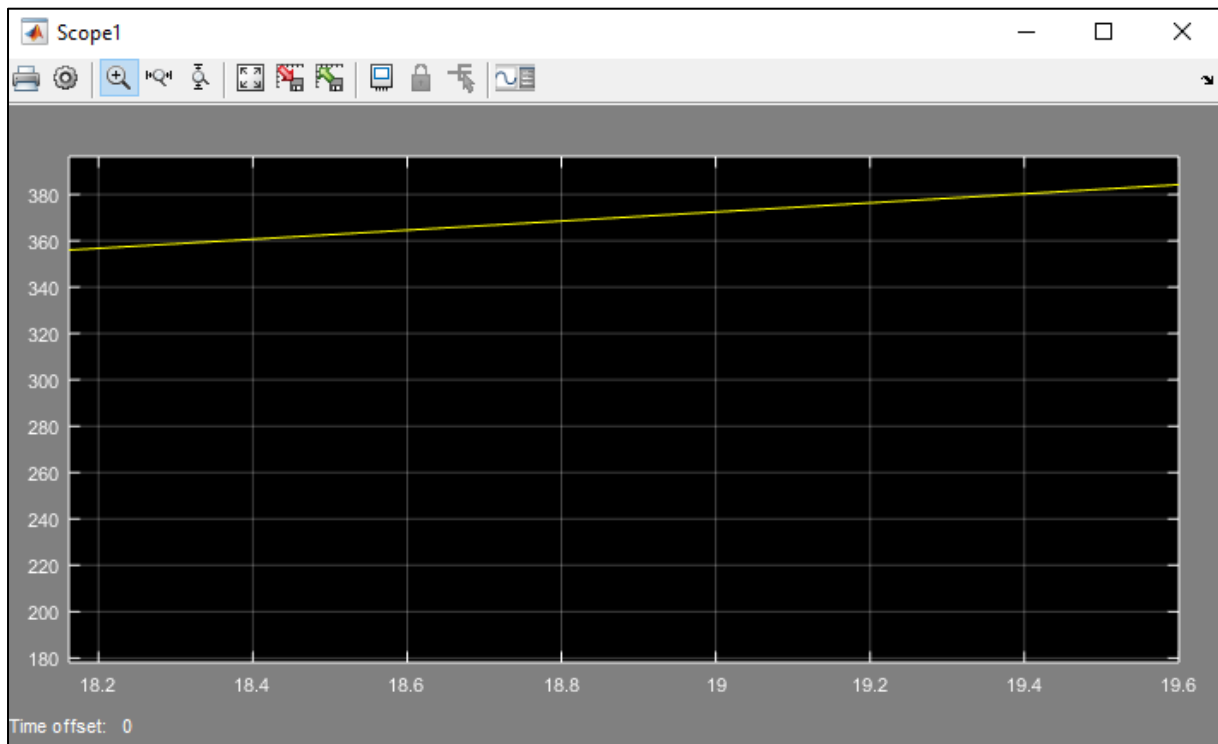
D'où $w_{max} = 2 \times \pi \times f \leq 392.5 \frac{rad}{s}$ pour la vitesse d'oscillation de la lame .

En faisant varier des valeurs de Cm pour avoir w à la sortie :



On a alors $C_m = 17 \text{ N.m}$ pour l'aluminium.

Et pour $C_m = 30 \text{ N.m}$ pour l'acier :



D'autre part le moteur à cc est régi par les équations électriques et mécaniques suivantes;

$$u = Ri + L \frac{di}{dt} + e \quad \text{Avec} \quad e = k.n.\Phi \quad \Omega = 2\pi n$$

$$J \frac{d\Omega}{dt} + f\Omega = C_e - C_r$$

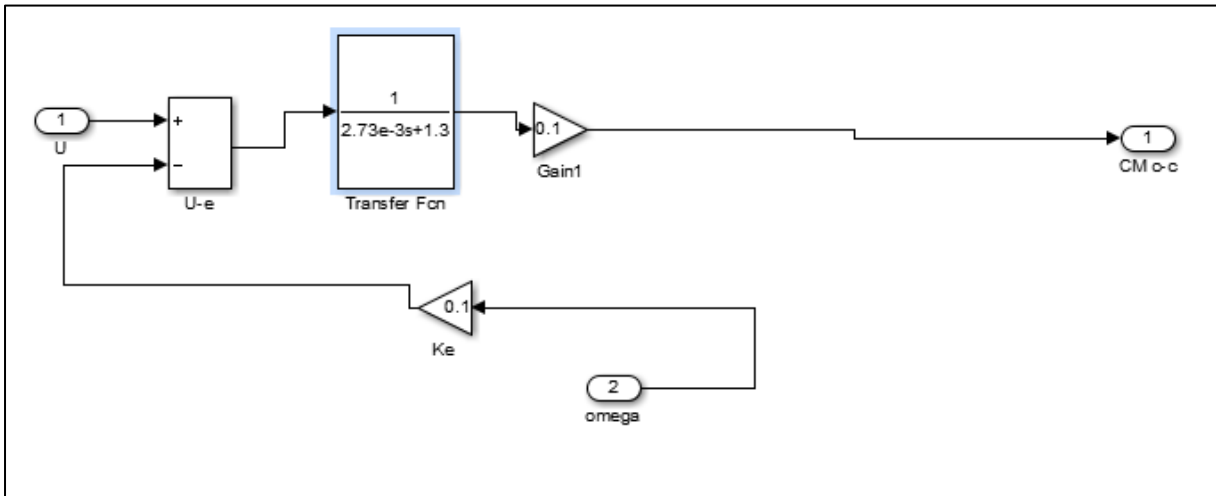
$$C_e = \frac{ei}{\Omega} = \frac{k.n.\Phi.i}{2\pi n} = K_e.i$$

La transformée de Laplace de ces équations donne

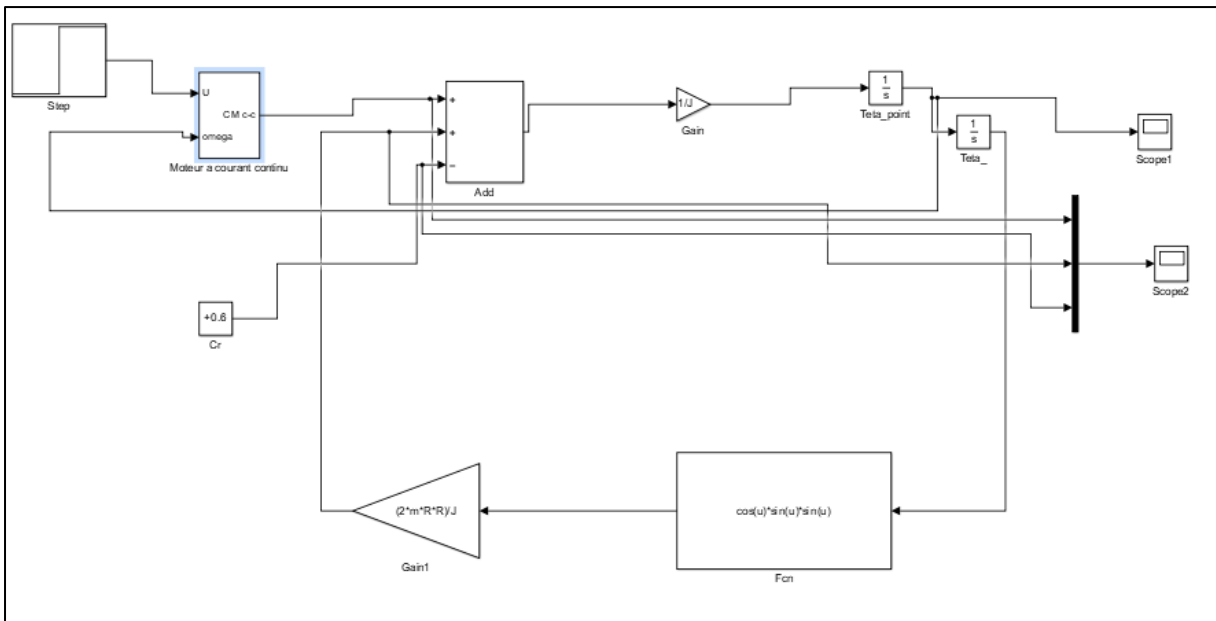
$$u(s) - e(s) = (R + Ls)i(s) \quad e(s) = k.n.\Phi = \frac{k.\Phi.\Omega}{2\pi} = K_e.\Omega(s)$$

$$C_e(s) - C_r = (f + Js)\Omega(s) \quad C_e(s) = K_e.i(s)$$

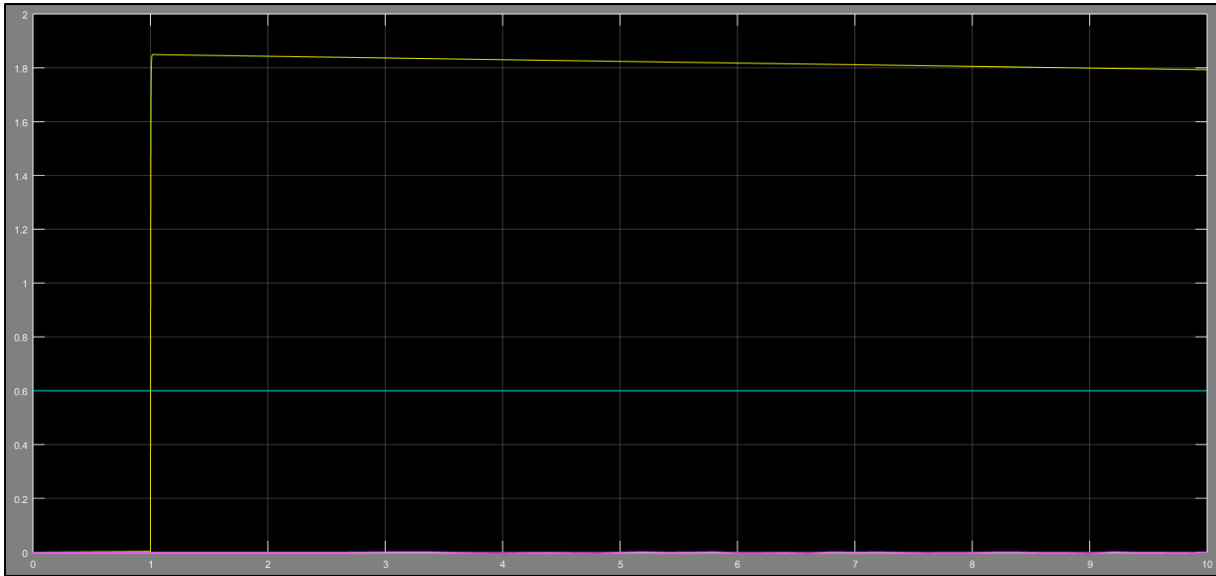
Modélisation des systèmes sous Matlab/Simulink :



Modélisation du système global



Simulation



D'après la simulation le couple moteur dépasse le couple résistant et vaut $C_m=1.8Nm$

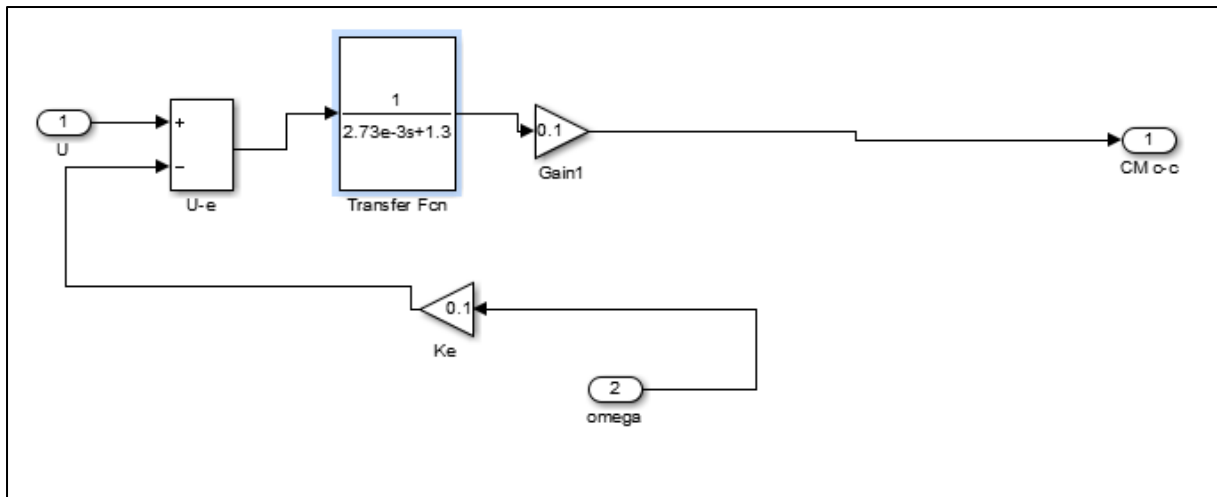
Choix du catalogue moteur :

Pour le choix du moteur nous allons opter par un moteur à courant continu avec une tension maximal de 24V , la figure ci-dessous représente les différents types de moteur qu' nous pourrons utiliser pour notre système :

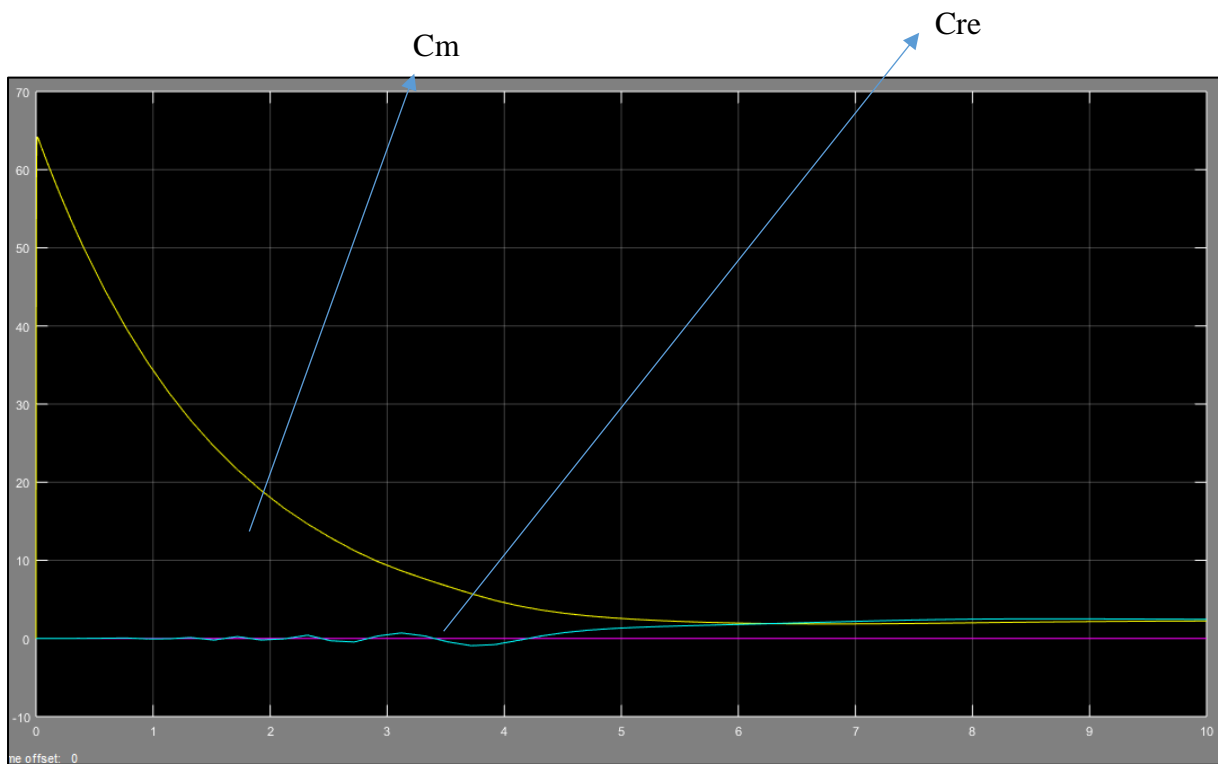
Modèle	Tension (V)	Puissance (W)	Sans Charge		Charge			Rapport de vitesse	Longueur (mm)
			Vitesse (tr/min)	Courant (A)	Vitesse (tr/min)	Courant (A)	Couple (N.m)		
LY90Z-220300-85	220	300	85±8	≤ 0.2	68±6	≤ 1.0	≥ 25	45	100
LY90Z-24200-70	24	200	70±7	≤ 1.6	60±5	≤ 8.0	≥ 15	45	100
LY90Z-24200-60	24	200	60±6	≤ 1.6	50±5	≤ 8.0	≥ 15	66	100
LY90Z-24300-70	24	300	70±7	≤ 2.0	60±6	≤ 8.0	≥ 20	66	100
LY90Z-220400-110	220	400	110±8	≤ 0.4	80±5	≤ 1.3	≥ 30	45	100
LY90Z-220200-45	220	200	45±5	≤ 1.0	35±5	≤ 1.3	≥ 30	66	100

M.Contal a validé avec moi la démarche et M.Bourgeot m'a donné un fournisseur de l'ENIB pour acheter le moteur pour un prix raisonnable il reste la partie asservissement et analyse vibratoire pour comparer l'analyse théorique et le numérique fait en cours .

Nous aurons besoins de l'équation électrique pour notre cas. La figure ci-dessous représente le modèle sur SIMULINK :



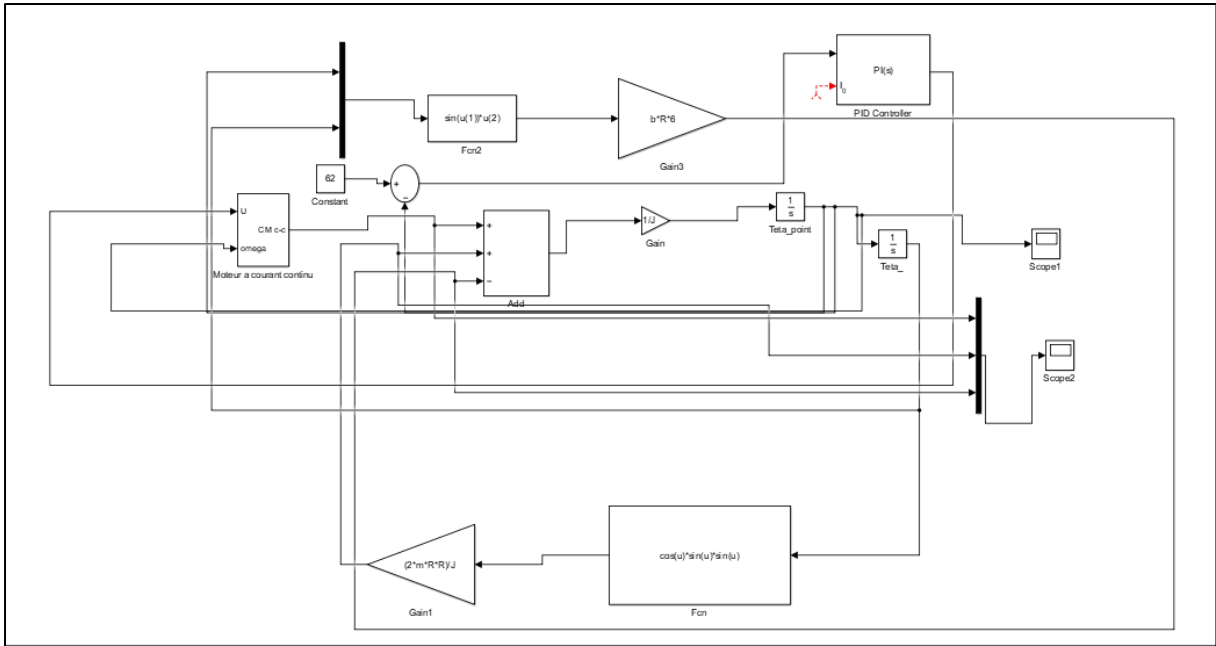
Simulation :



D'après la simulation le couple moteur dépasse le couple résistant qui est sinusoïdal puisque le rayon varie du système bielle manivelle vous trouverez en annexe le catalogue des moteurs proposés.

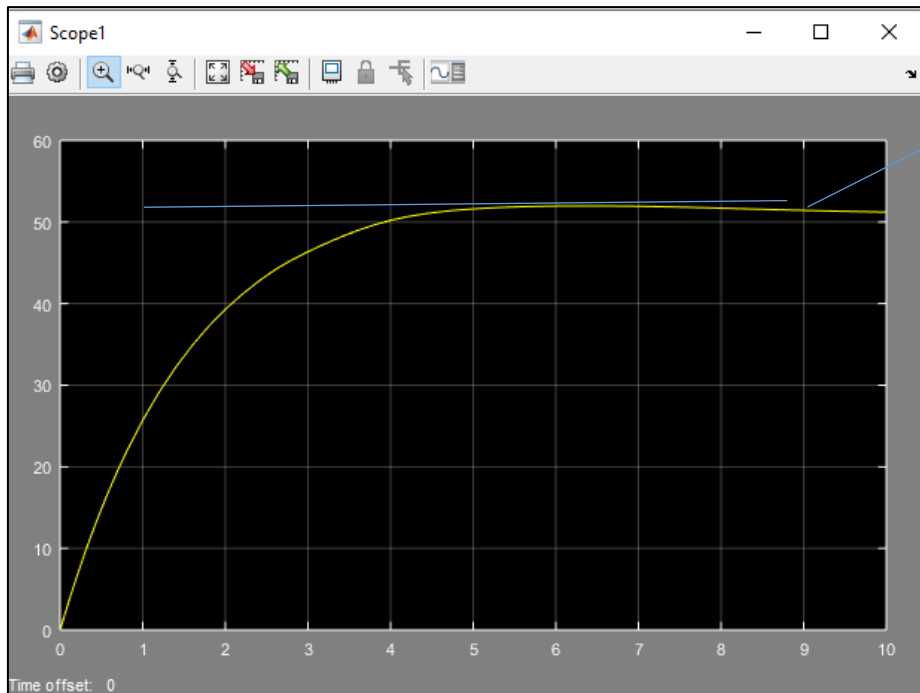
I.1.1 Asservissement du moteur

D'après notre étude nous voulons asservir le moteur en lui donnant une vitesse pour laquelle la lame oscille. L'étude précédente c'était en boucle ouverte nous allons passer en BF pour faire l'asservissement et choisir le correcteur convenable.



Simulation :

Nous avons opté par un correcteur PI parce qu'il ne présente pas d'erreur statique . nous avons imposé une consigne de 50 rad /S , la figure ci-dessous représente l'asservissement en vitesse .



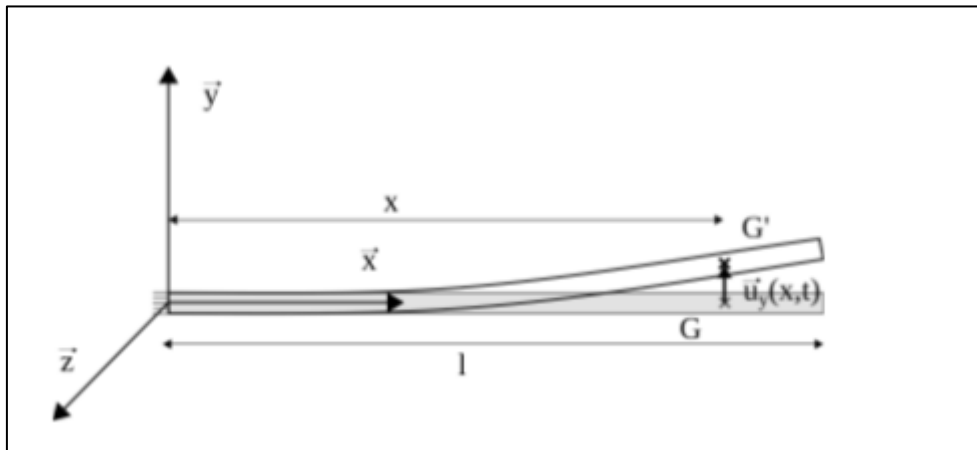
Consigne désiré

Fréquences propres de la lame

Cet étude est faite par moi et M.Laabid

I.2 Résolution analytique de problèmes vibratoires dans le cas d'une oscillation libre

Dans cette partie nous allons déterminer les pulsations propres d'une lame à partir des équations analytiques, ainsi nous utiliserons le logiciel Scilab pour comparer les résultats numériques et analytiques dans une oscillation libre. L'étude portera sur une lame d'aluminium et acier avec la configuration suivante :



On considère la lame encastree à son extrémite gauche ($x = 0$) et libre à son extrémite droite ($x = l$) qui a une forme rectangulaire qui a pour effet d'opérer un déplacement transversal du point G selon l'axe z d'où $u_z(x,t)$,

Les équations régissant la réponse dynamique de la poutre en flexion sont données par les équations suivantes :

$$\mu_y + \frac{dM_{fy}}{dx} - T_z = -\rho I_y \frac{\partial (\partial^2 u_z / \partial t^2)}{\partial x} \quad \text{Equation 1}$$

$$\frac{dT_z}{dx} + f_z = \rho S \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} \quad \text{Equation 2}$$

Le comportement du matériau est supposé élastique donné par la relation suivante :

$$\frac{M_{fy}}{I_y} = E \frac{\partial u_z^2}{\partial x^2} \quad \text{Equation 3}$$

Avec E le module d'élasticité. I_y est le moment quadratique par rapport à (Gy) .

La combinaison des équations 1, 2 et 3 donne l'équation différentielle suivante :

$$\frac{\partial^4 u_z}{\partial x^4}(x, t) = -\frac{\rho S}{EI_y} \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2}(x, t)$$

Il nous reste à résoudre l'équation différentielle, nous cherchons une solution à cette équation de la forme :

$$u_z(x, t) = \varphi(x) \cos(\omega t)$$

Résolution de l'équation différentielle il reste à déterminer les 5 constantes ω , C_1 , C_2 , C_3 et C_4 , à partir des conditions initiales et des conditions aux limites .

$$u_z(x, t) = \left(C_1 \cos \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} x \right) + C_2 \sin \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} x \right) + C_3 \operatorname{ch} \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} x \right) + C_4 \operatorname{sh} \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} x \right) \right) \cos(\omega t)$$

La condition d'encastrement en $x = 0$ permet d'écrire : $u_z(x = 0, t) = 0, \forall t$

Ce qui induit :

$$C_1 + C_3 = 0$$

Ainsi que : $\frac{\partial u_z(x=0, t)}{\partial x} = 0$ à , $\forall t$

Ce qui induit :

$$C_2 + C_4 = 0$$

L'extrémité opposée étant libre, on peut écrire : $T_z(x = l, t) = 0, \forall t$

$$\frac{\partial^3 u_z}{\partial x^3}(x = l, t) = 0 \quad \text{Equation 4}$$

Et donc,

$$C_1 \left(\sin \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) - \operatorname{sh} \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) \right) - C_2 \left(\cos \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) + \operatorname{ch} \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) \right) = 0 \quad \text{Equation 5}$$

Ainsi que :

$$M_{f_y}(x = l, t) = 0, \forall t \quad \text{Equation 6}$$

La loi de comportement implique donc que :

$$\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2}(x = l, t) = 0 \quad \forall t \quad \text{Equation 7}$$

D'ou

$$C_1 \left(\cos \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) + \operatorname{ch} \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) \right) + C_2 \left(\sin \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) + \operatorname{sh} \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) \right) = 0 \quad \text{Equation 8}$$

Les équations 5 et 8 peuvent être écrites sous forme matricielle :

$$\begin{bmatrix} \sin \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) - \operatorname{sh} \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) & - \left(\cos \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) + \operatorname{ch} \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) \right) \\ \cos \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) + \operatorname{ch} \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) & \sin \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) + \operatorname{sh} \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} C_1 \\ C_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Les solutions imposent donc :

$$\begin{aligned} & \left(\sin \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) - \operatorname{sh} \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) \right) \left(\sin \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) + \operatorname{sh} \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) \right) \\ & + \left(\cos \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) + \operatorname{ch} \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) \right) \left(\cos \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) + \operatorname{ch} \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) \right) \\ & = 0 \end{aligned}$$

Soit

$$\cos \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) \operatorname{ch} \left(\sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho S}{EI_z}} l \right) = -1$$

Il reste à déterminer les pulsations propres satisfaisant l'équation précédente et à en déduire les modes propres, fonctions des conditions initiales. Soit, pour $k \in \mathbb{N}$, $k \geq 2$,

$$\omega_k = \frac{((2k-1)\pi)^2}{4} \times \sqrt{\frac{EI_z}{ml^3}} \quad \text{et} \quad \omega_1 = 1.87^2 \times \sqrt{\frac{EI_y}{ml^3}}$$

Nous allons passer sur Scilab pour la résolution numérique et avoir les pulsations propres du système :

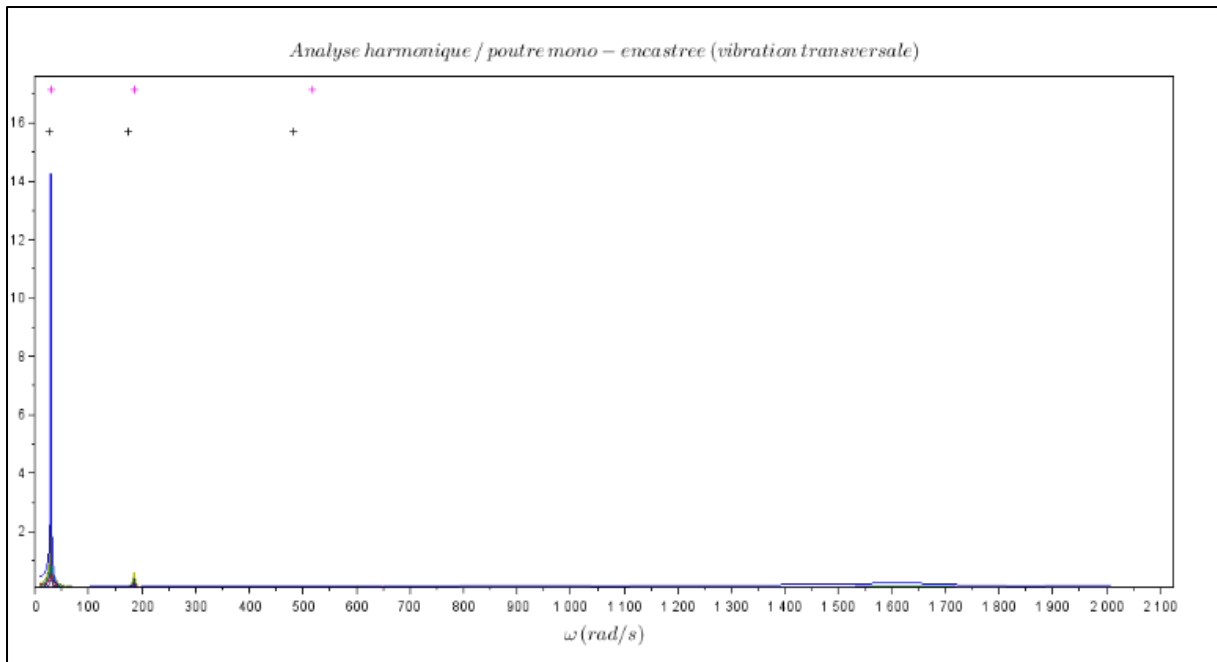


Figure 1 : Pulsations Propres

Nous avons un pic à 62 rad/s comme pulsation propre qui correspond bien à ce qui est trouvé analytiquement, et une amplitude de 14 qui correspond au déplacement du point où l'effort est appliqué.

Pour la courbe d'amortissement nous avons comme suite :

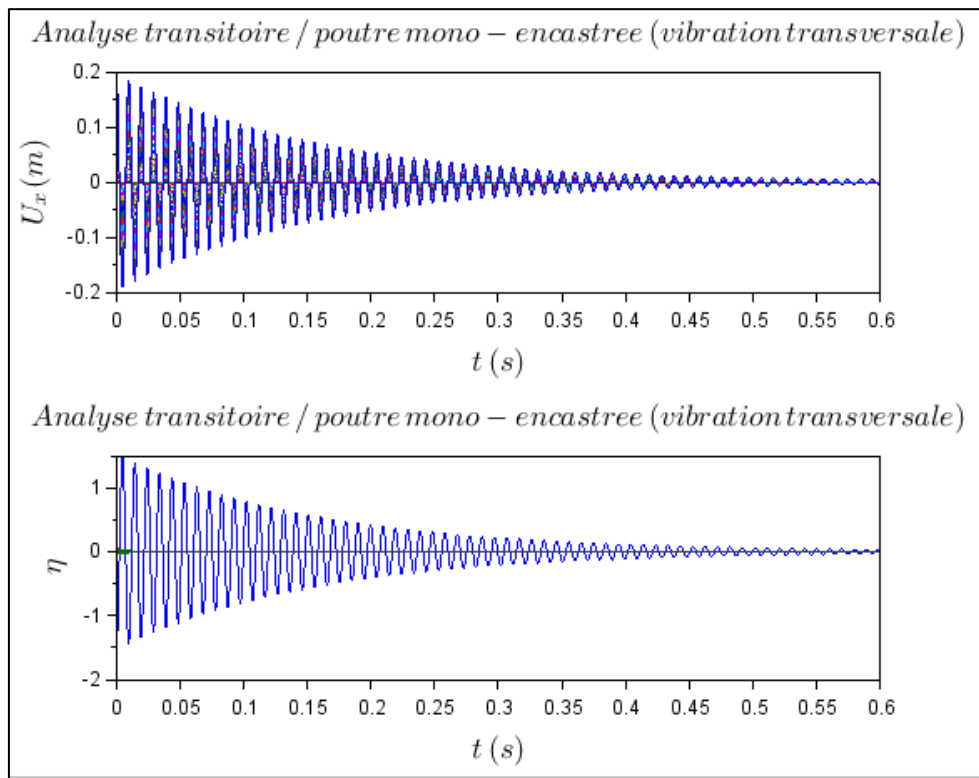


Figure 2 :

D'autre part nous avons fait d'autres essais sur un réglé qui a été utilisé expérimentalement dans la partie électronique pour faire l'IHM ,

Paramètres :

```
E=200000000; // module d'Young --> A MODIFIER
rho=1400; // masse volumique --> A MODIFIER
// masse volumique --> A MODIFIER
//D=0.002;
e=0.002 // diametre de la poutre --> A MODIFIER e et l
L=0.040
l=0.35; // longueur de la poutre --> A MODIFIER
```

Nous avons calculé le taux d'amortissement $\zeta = 0.01$ à partir des courbes obtenues expérimentalement en utilisant la logique suivante :

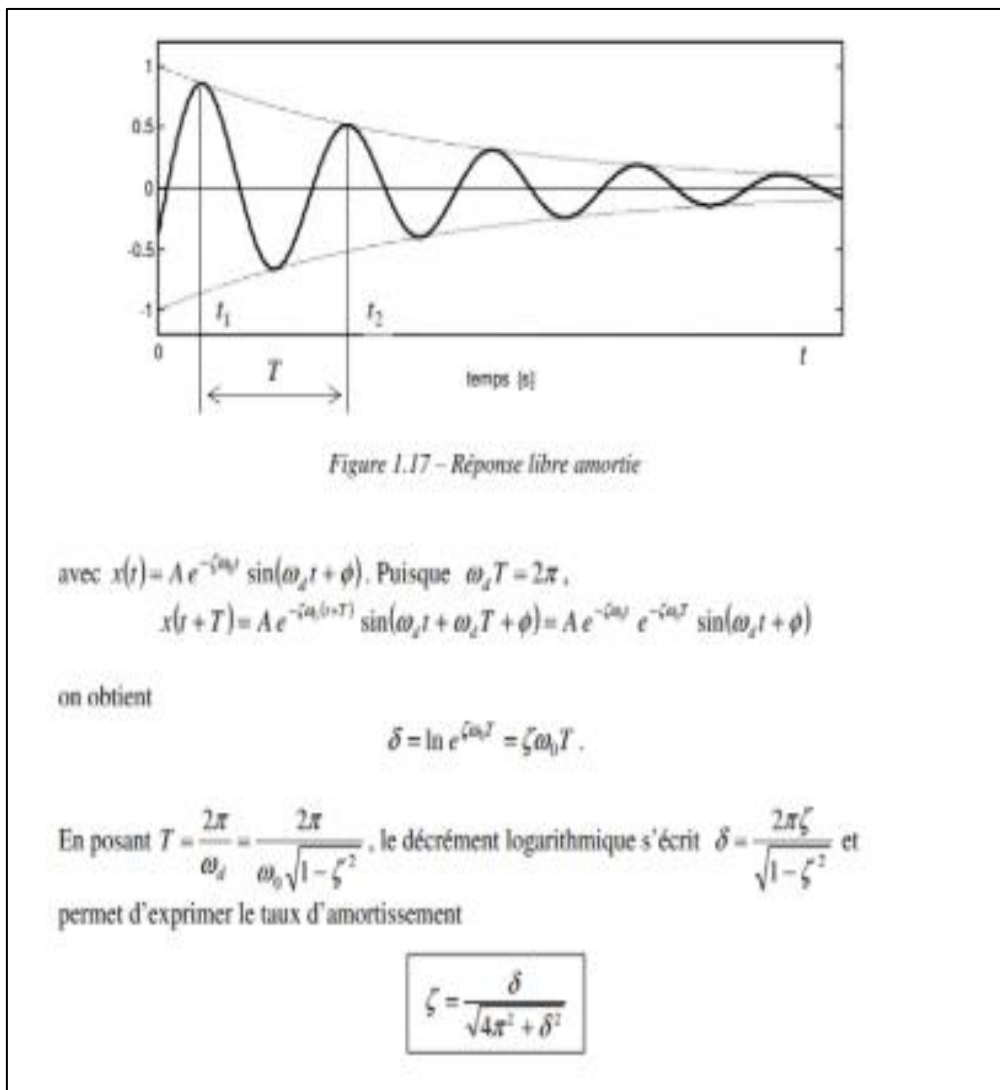


Figure 3 : Taux d'amortissement

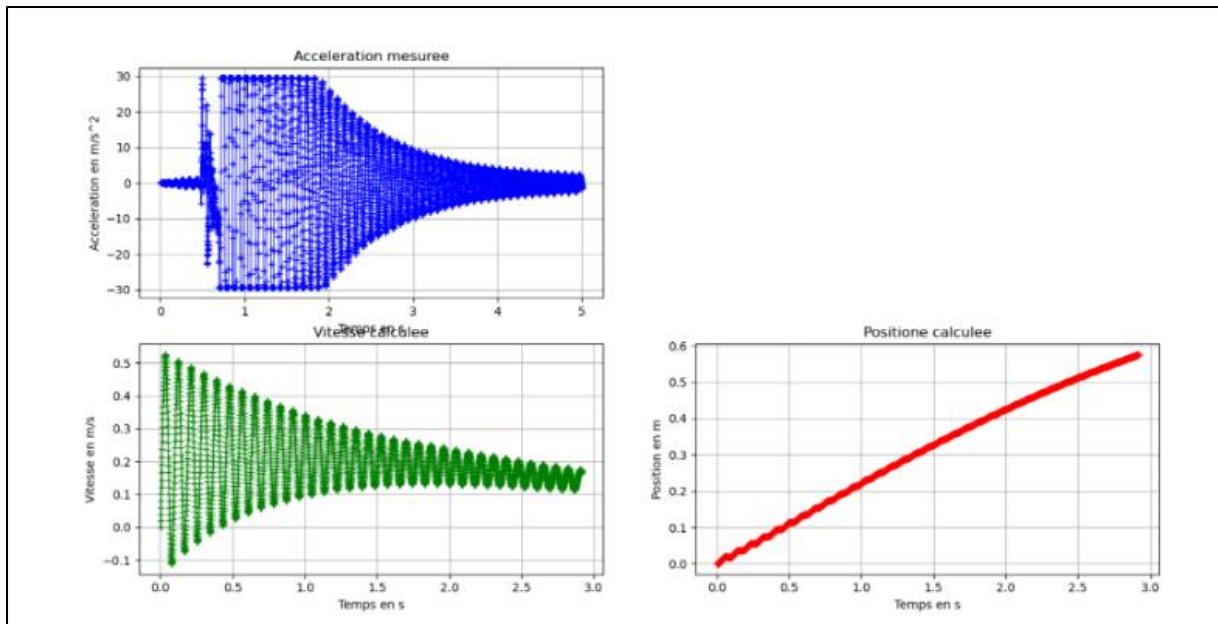


Figure 4 : Résultats Expérimentaux

Puis nous avons appliqué une force de 10 N pour un déplacement équivalent à celle appliqué au réglé nous avons obtenu les résultats suivants :

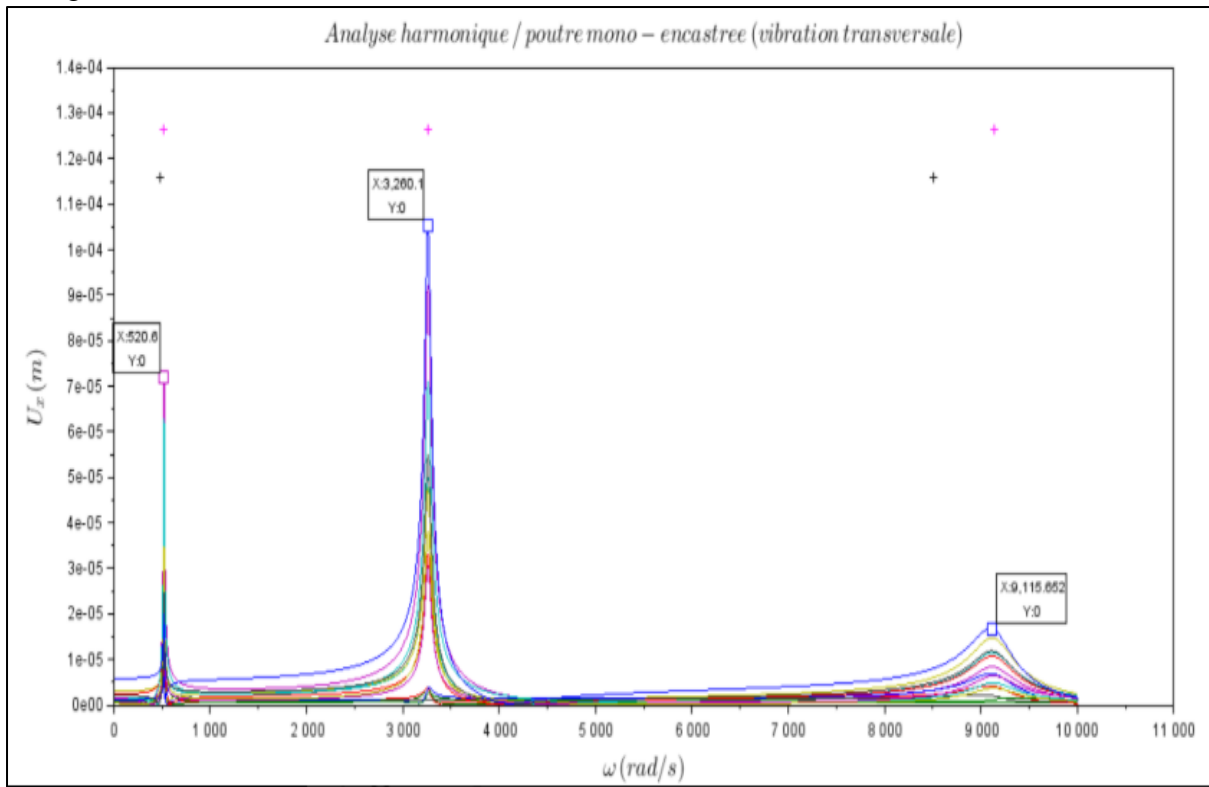


Figure 5 : Résultats numériques

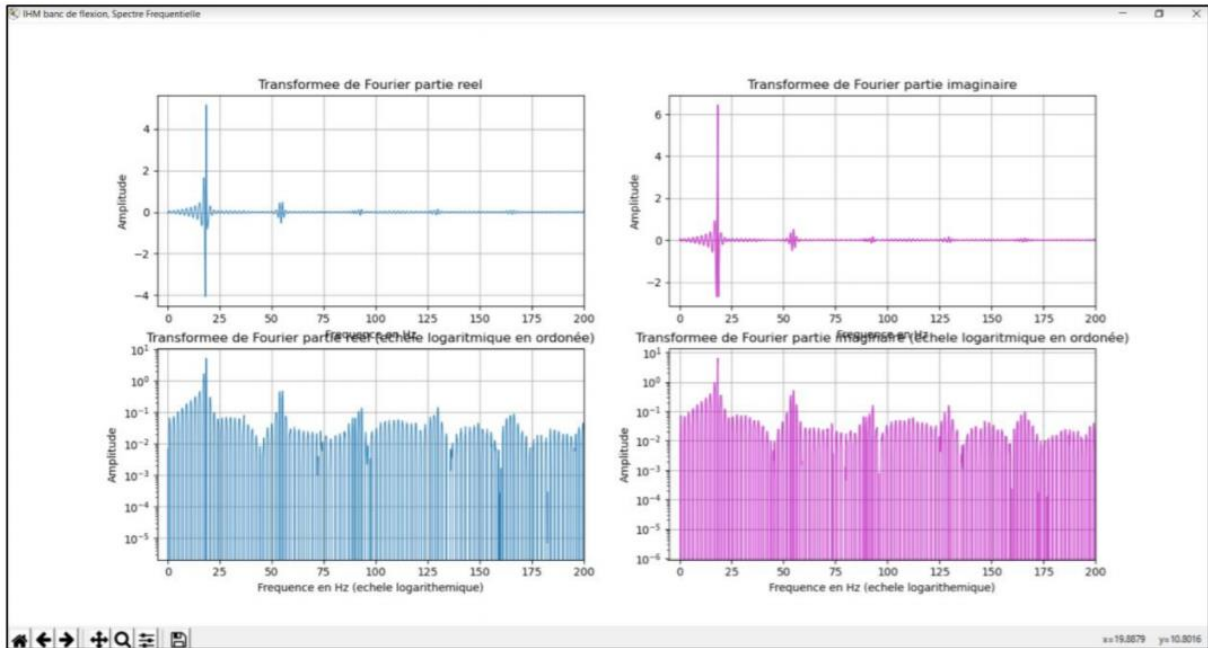


Figure 6 : Résultats expérimentaux

La première fréquence propre numérique correspond à 82 HZ (520 rad/s)

La première fréquence propre expérimentale correspond à 20 HZ

Remarque :

Nous sommes devant plusieurs possibilités d'incertitudes :

- Paramètres du réglé numérique ne correspond pas à la réalité.
- L'effort appliqué différent de nos paramètres d'entrer.

Pour conclure, nous avons un outil numérique qui nous permet de valider les résultats expérimentaux et vice versa. Pour renforcer cette comparaison, nous aurons besoin des déformés modale expérimentaux et de revérifier la méthode d'obtention des pulsations propres expérimentaux pour qu'ils s'approchent au moins aux résultats analytiques.

Conclusion :

Travaillé en groupe sur ce sujet fut un véritable atout aussi à mes connaissances techniques, que théoriques me permettait aussi à mieux discerner les objectifs cibles.

Allié les acquis fondamentaux théoriques à la pratique technique incarne le pilier majeur sur lequel repose toute formation réussie et ceci a été bel et bien concrétisé par le biais de ce projet. En outre, la collaboration des encadrants fut un tremplin sans rival dans la mesure où leur instruction et remarques objectives, m'ont permis d'être orienté et d'avoir par conséquent une vision claire sur l'aboutissement de ce projet.

De plus, faire réussir ce travail en groupe était fort et enrichissant puisque la diversité des visions et l'unanimité des objectifs souhaités était un véritable challenge fondé sur un esprit d'équipe et de partage.