



CONCOURS DE RECRUTEMENT POUR L'ACCES AU GRADE D'INGENIEUR D'ETAT 1^{er} GRADE

OPTION : MECANIQUE

SESSION DE : 19 FEVRIER 2017

Durée : 03 heures

N.B : - Le Sujet est composé de 2 problèmes totalement différents.

Problème I : composé de 3 parties Indépendantes (sur 13,5 points) : Page 2 à 14.

Problème II : composé de 2 parties totalement indépendantes (sur 6,5 points) : Page 15 à 16

- Documents Non autorisés.

Les candidats rédigeront les réponses aux questions posées sur feuilles de copie ou, lorsque cela est indiqué sur le sujet, sur les documents réponse prévus à cet effet.

Les pages suivantes : 11, 14, et 15 sont à remettre avec la copie de réponse de l'examen d'épreuve.

PROBLEME I

L'objectif de cette étude porte sur la conception d'un banc d'essai d'embrayage permettant de simuler les phénomènes vibratoires ressentis par le conducteur d'un véhicule au niveau de la pédale d'embrayage et au niveau sonore dans l'habitacle.

Les vibrations ressenties par le conducteur au niveau de la pédale dépendent de la conception de l'ensemble volant moteur – embrayage.

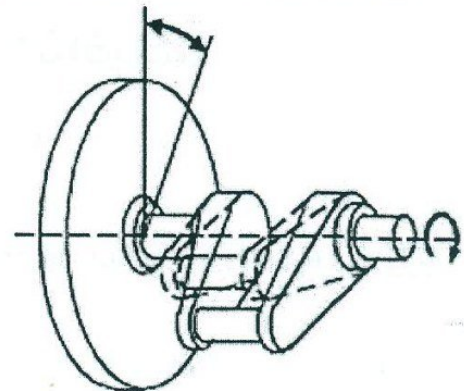
De façon à pouvoir étudier ces vibrations en phase de développement des embrayages (par l'utilisation de différents capteurs et d'appareils de mesure), un banc d'essai s'avère l'outil idéal dans un laboratoire d'essai.

Ce type de banc a notamment permis de valider de nouveaux mécanismes d'embrayage et de volant moteur, notamment les volants bi-masse permettant de mieux encaisser les vibrations. En sortie de vilebrequin, les vibrations sont de 2 types :

1°) Vibrations torsionnelles dues à l'acyclisme du moteur

L'acyclisme du moteur génère des vibrations torsionnelles. Ces vibrations torsionnelles sont dues aux variations de couple instantané générées par le travail moteur alterné produit par la détente de chacun des pistons.

(Document DT3 page 11)

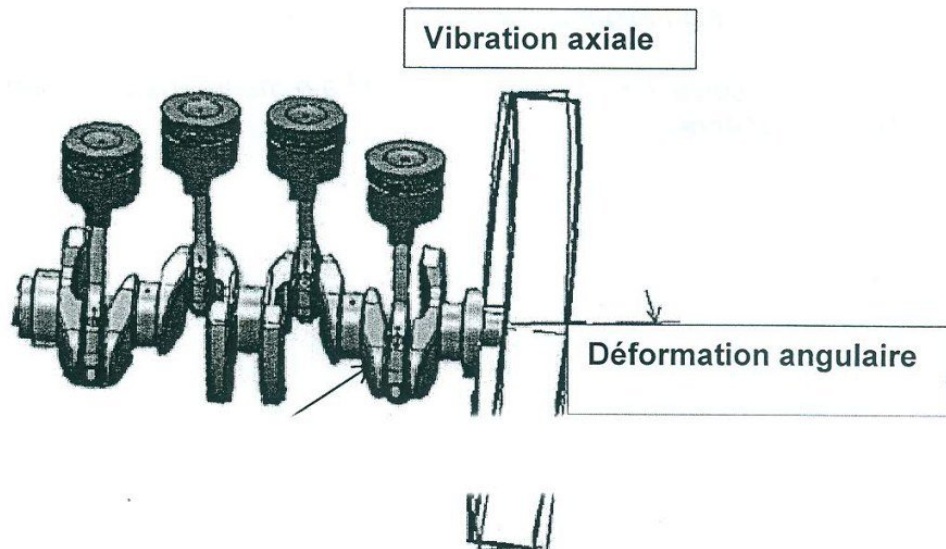


2°) Vibrations axiales du volant moteur dues à la flexion du vilebrequin

Ces vibrations axiales au niveau du volant moteur sont dues principalement à la flexion du vilebrequin, générée principalement par la combustion dans le 4^{ème} cylindre (au plus proche du volant moteur).

Elles se produisent une fois par cycle.

La déformation angulaire du vilebrequin a pour conséquences des vibrations axiales du volant moteur.



→ Principe de fonctionnement du banc de simulation (Document DT1 Page 9/15)

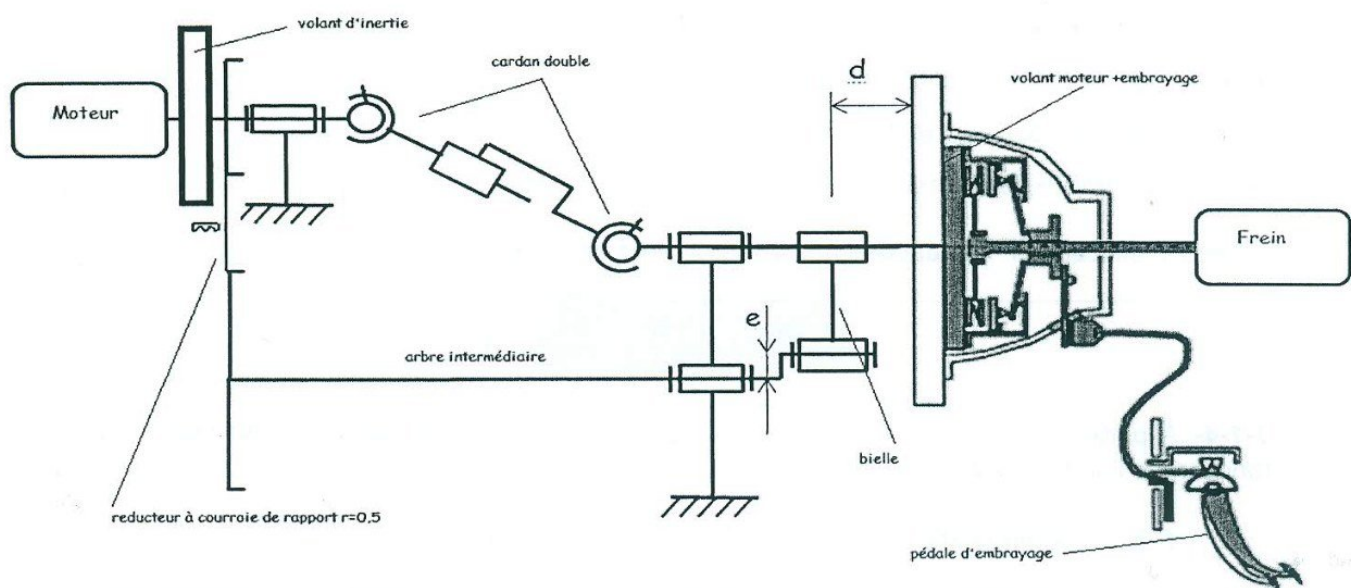
Le banc objet de l'étude doit permettre de différencier l'étude des vibrations axiales et des vibrations torsionnelles. Ce banc est constitué de :

En entrée : Un moteur électrique dont le rotor est équipé d'un volant d'inertie pour avoir une source d'énergie régulière et dépourvue de vibration

En sortie : L'ensemble volant moteur/embrayage lui-même en liaison avec un frein simulant le couple résistant à l'avancement du véhicule.

Les vibrations torsionnelles seront simulées par une transmission par cardan double, les vibrations axiales étant, elles, simulées **tous les deux tours moteur** par une bielle actionnée par un excentrique de l'arbre intermédiaire agissant sur l'arbre volant moteur.

→ Schéma cinématique de la structure du banc (Cf Document DT1)



→ Objectif des études qui vont suivre

Valider les solutions constructives du banc pour simuler les vibrations générées par le moteur 1,5 l dci (l : litre) ayant les caractéristiques suivantes :

$C_{max} = 240 \text{ N.m}$ à 2000tr/min

$P_{max} = 81 \text{ KW}$ à 4000 tr/min

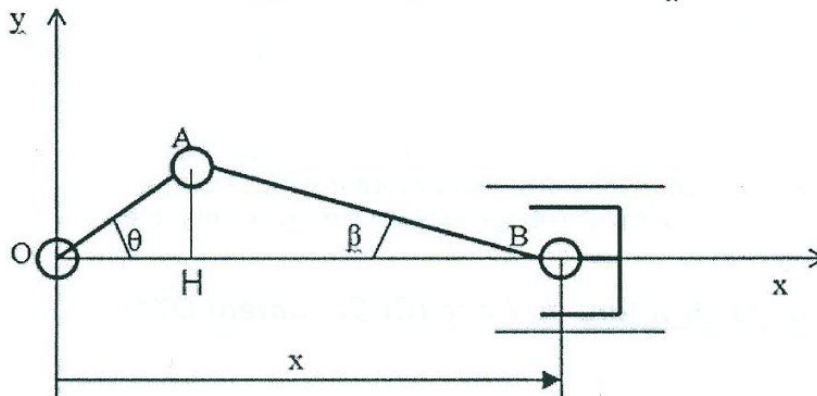
Alésage x course : 76 x 80,5 mm

P_{max} de 160 bars à 7° après le PMH (Point mort haut).

PARTIE N° I : (Sur 5,5 points)

1-1- Détermination de la loi entrée sortie du système bielle manivelle

On donne $OA=R=40,25$ mm ; $AB=L=132$ mm ; $\lambda = \frac{L}{R} = 3,28$; $N=2000$ tr/min



Soit x_B , l'abscisse x du point B.

1-1-1- Exprimer x_B en fonction de R , L , β et θ .

1-1-2- Exprimer l'angle β en fonction de l'angle θ et de λ .

1-1-3- En déduire l'expression de x_B en fonction de R , λ , et θ .

Après simplifications, on suppose que votre expression est équivalente à :

$$x_B = R \cos \theta + L - \frac{R}{4\lambda} + \frac{R}{4\lambda} \cos 2\theta$$

1-1-4- À partir de cette expression, déterminer l'expression de la vitesse V_B du piston en fonction de l'angle du vilebrequin θ .

1-2- Détermination des vitesses et accélération maxi.

Les courbes du document réponse DR1 Page 14 représentent les courbes du déplacement, de la vitesse et de l'accélération du piston. On se propose donc de déterminer et d'indiquer clairement l'échelle des différents axes pour une fréquence de rotation de $N=2000$ tr/min.

1-2-1- Calculer l'échelle des temps et graduer l'axe correspondant.

1-2-2- Déterminer, par dérivation graphique, la vitesse maximale du piston et graduer l'axe de la courbe de vitesse correspondant. À quel angle vilebrequin a-t-on cette vitesse maximum ?

1-2-3- Déterminer, par dérivation graphique, l'accélération maximale du piston et graduer l'axe de la courbe d'accélération correspondant.

Equation de la question 1-2-4

1-2-5- Le document technique DT3 Page 11 permet de voir l'évolution des couple moteur et vitesse moteur sur un tour vilebrequin à pleine charge.

Déterminer le pourcentage d'acyclisme, l'acyclisme étant défini par le rapport entre la variation de vitesse et la vitesse moyenne du moteur.

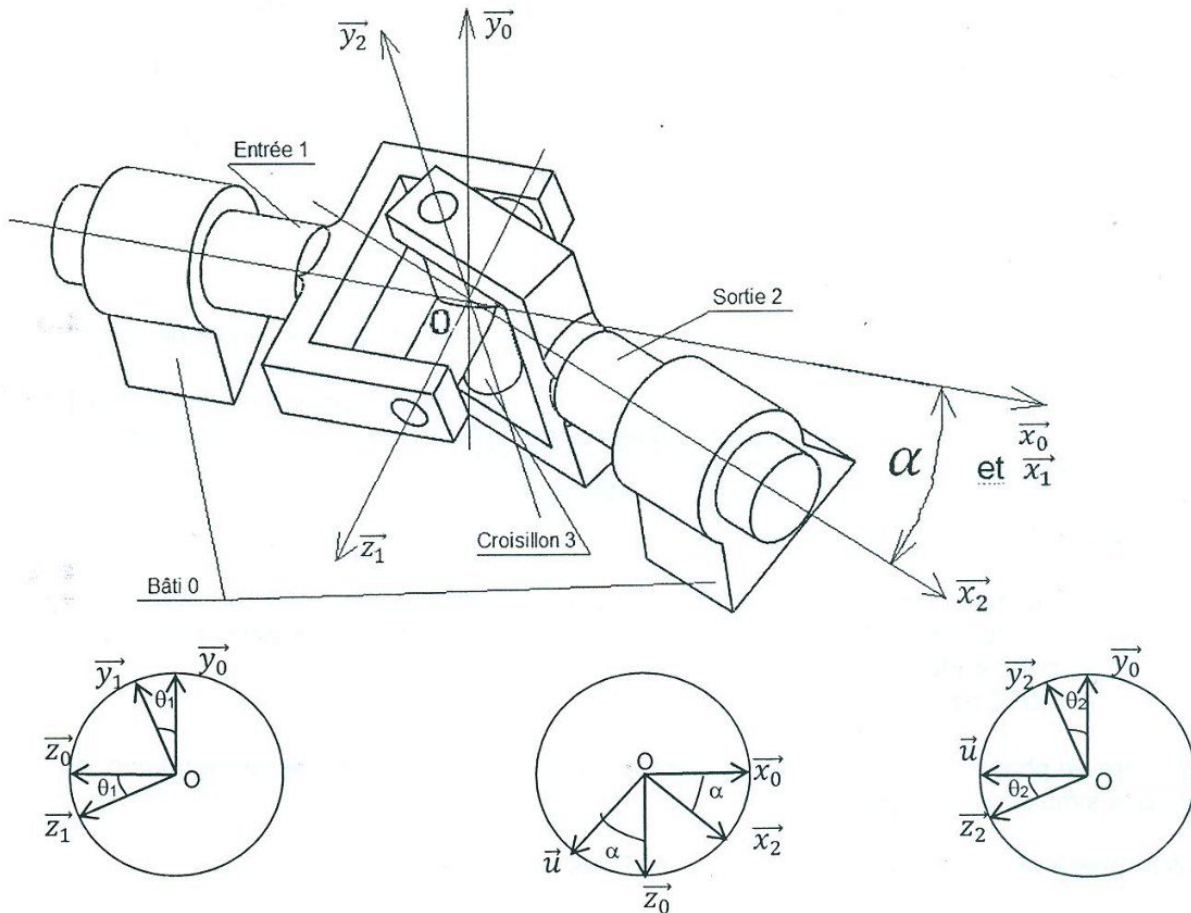
PARTIE II : (Sur 4 points)

2-1- Étude du joint de cardan simple

Le cardan simple schématisé ci-après est constitué :

- D'une fourche d'entrée 1 en liaison pivot d'axe $\vec{x}_0$ (ou $\vec{x}_1$) par rapport au bâti 0 (vitesse angulaire : $\omega_1 = \dot{\theta}_1 = \text{constante}$)
- D'une fourche de sortie 2 en liaison pivot d'axe $\vec{x}_2$ par rapport au bâti 0
- D'un croisillon 3 en liaison pivot d'axe $\vec{z}_1$ par rapport à la fourche d'entrée 1 et en en liaison pivot d'axe $\vec{y}_2$ par rapport à la fourche de sortie 2 (vitesse angulaire : $\omega_2 = \dot{\theta}_2 = ?$)

L'angle d'inclinaison (ou de *brisure*) entre les fourches (ou arbres) d'entrée et de sortie est noté α .



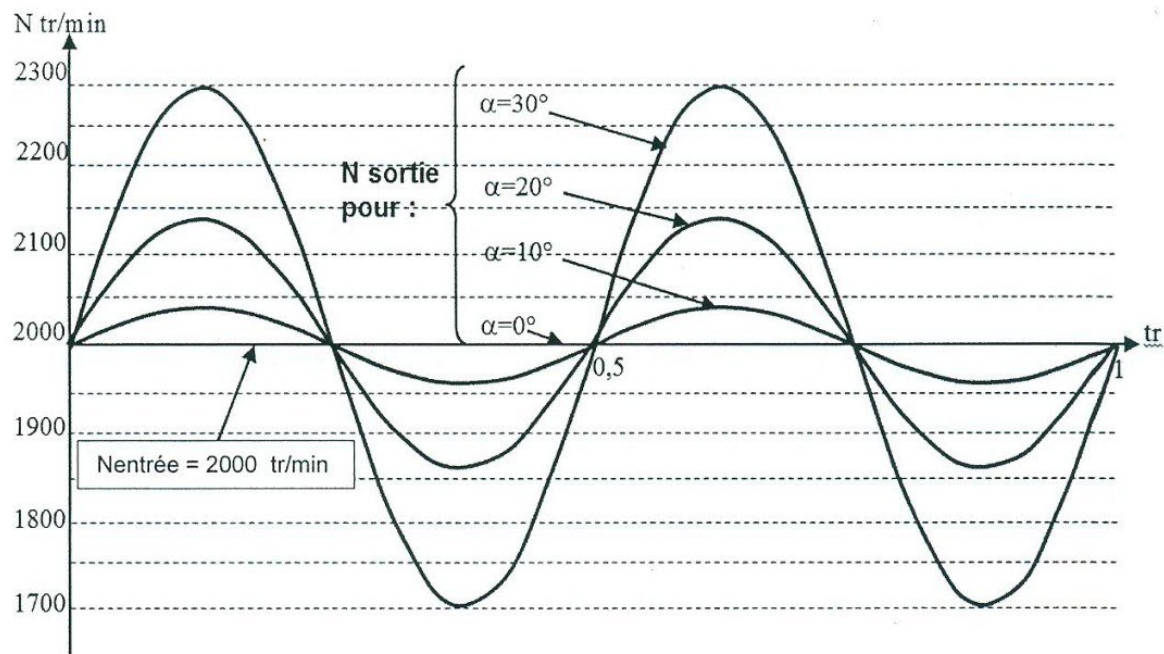
On associe au bâti 0 une base fixe $R_0 : (\vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$.

On associe à la fourche d'entrée 1 une base mobile en rotation $R_1 : (\vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$ avec $\vec{x}_0 = \vec{x}_1$, l'angle entre $\vec{y}_0$ et $\vec{y}_1$ étant noté θ_1 .

On associe à la fourche de sortie 2 une base mobile en rotation $R_2 : (\vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2)$, l'angle entre $\vec{y}_0$ et $\vec{y}_2$ étant noté θ_2 .

On associe à la fourche de sortie 2 une base mobile en rotation $R_2 : (\vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2)$, l'angle entre $\vec{y}_0$ et $\vec{y}_2$ étant noté θ_2 .

Une simulation mécanique (ci-dessous) permet de montrer (sur 1 tour) pour différents angles de brisure α , l'évolution de la vitesse de sortie du cardan pour une vitesse d'entrée de 2000 tr/min.



2-1-1- Que constatez-vous ?

De par sa conception, le banc impose un désaxage entre l'arbre moteur et l'arbre de sortie. On pense donc à utiliser un cardan double.

Une simulation mécanique permet de montrer pour un montage en opposition symétrique (cf courbe sur document DT4 Page 12 pour un angle $\beta=0^\circ$), que la vitesse de sortie est en permanence égale à celle d'entrée.

2-2- Étude du joint de cardan double

Les courbes du document DT4 permettent de voir (pour différents angles β d'inclinaison entre les fourchettes de l'arbre intermédiaire) sur un tour, l'évolution de la vitesse de l'arbre de sortie du banc en fonction de celle d'entrée.

Le document DT2 page 10 représente l'arbre de sortie.

Pour être en phase avec les valeurs usuelles d'acyclisme en sortie de moteur thermique, on souhaite simuler un acyclisme de 3 %.

2-2-1- Quelle est la configuration qui convient ? Justifiez votre réponse.

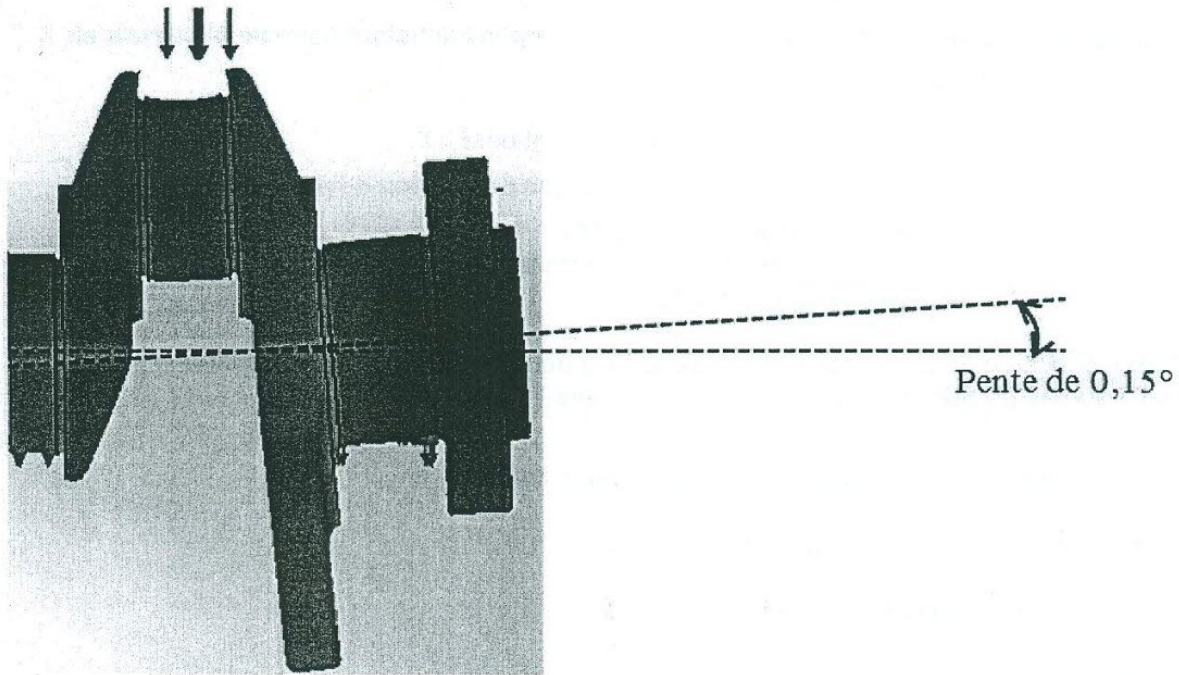
PARTIE III : (Sur 4 points)

Données :

- Couple maxi à transmettre : $C_{\max} = 240 \text{ N.m}$

- Matériau arbre de sortie : acier faiblement allié de nuance 20NiCr6 – $R_e=70 \text{ daN/mm}^2$
 - Afin de simuler la vibration axiale du volant moteur, l'arbre intermédiaire à excentrique génère une flexion de l'arbre de sortie.

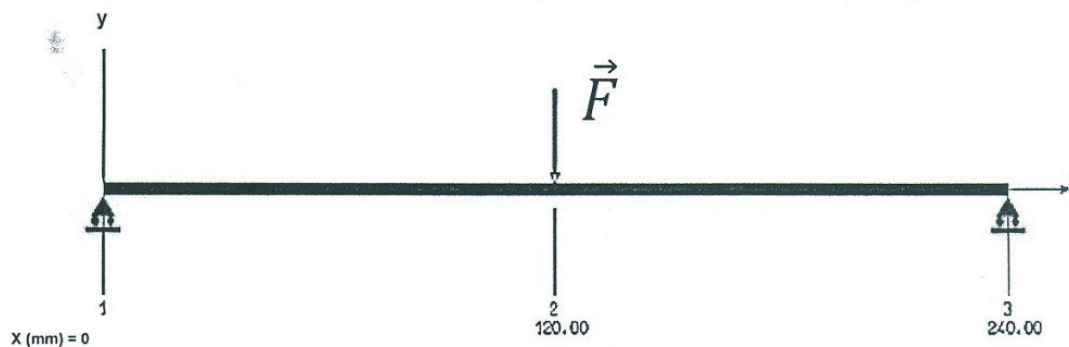
Une étude de simulation de la déformée du vilebrequin à la pression $P_{\max}$ a permis de constater au niveau du volant moteur une déviation angulaire (ou pente) d'environ $0,15^\circ$. On souhaite avoir sur le banc d'essai la même déviation angulaire.



3-1 – Justifier sur le banc la réduction de vitesse entre l'arbre d'entrée et l'arbre intermédiaire.

3-2 Étude de la flexion seule

On modélise l'arbre de sortie par une poutre cylindrique de diamètre $d=25\text{mm}$ sur 2 appuis (paliers) distants de $L=240\text{ mm}$. La bielle, par l'intermédiaire de l'excentrique exerce un effort $\vec{F}$ à égale distance des 2 appuis.



On suppose que l'action de l'excentrique sur la bielle et donc sur l'arbre de sortie génère :

- une flexion de l'arbre à excentrique (arbre intermédiaire)
- une compression de la bielle
- une flexion de l'arbre de sortie

On suppose que les déplacements sont élastiques et que la déformée de l'arbre de sortie est telle que l'excentrique est à 3 fois la déformée (en flexion) de l'arbre de sortie.

À partir des courbes du Document DT5 Page 13 :

3-2-1- Déterminer l'excentricité notée e de l'arbre à excentrique.

3-2-2- Déterminer l'effort exercé par la bielle sur l'arbre de sortie.

3-2-3- Après avoir relevé M_{fz} maxi, calculer la valeur de la contrainte normale maximum en flexion. On donne : $\sigma = \frac{M_{fz}}{I_{Gz}} \cdot y$ avec :

- M_{fz} : moment fléchissant en z
- I_{Gz} : moment quadratique par rapport à l'axe Gz : $I_{Gz} = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$
- d : diamètre de l'arbre
- y : distance en y entre la ligne moyenne et le point où l'on calcule la contrainte

3-2-4- L'évolution de la contrainte normale le long de la poutre a un profil similaire à l'une des 4 courbes du document DT5 Page 13. Laquelle ? Justifier.

3-3- Étude de la sollicitation combinée torsion flexion

On se place au couple maximum ($C_{max}=240$ N.m).

3-3-1- Calculer la contrainte maximum en torsion.

On donne : $\tau = \frac{Mt}{I_0} \cdot y$ avec :

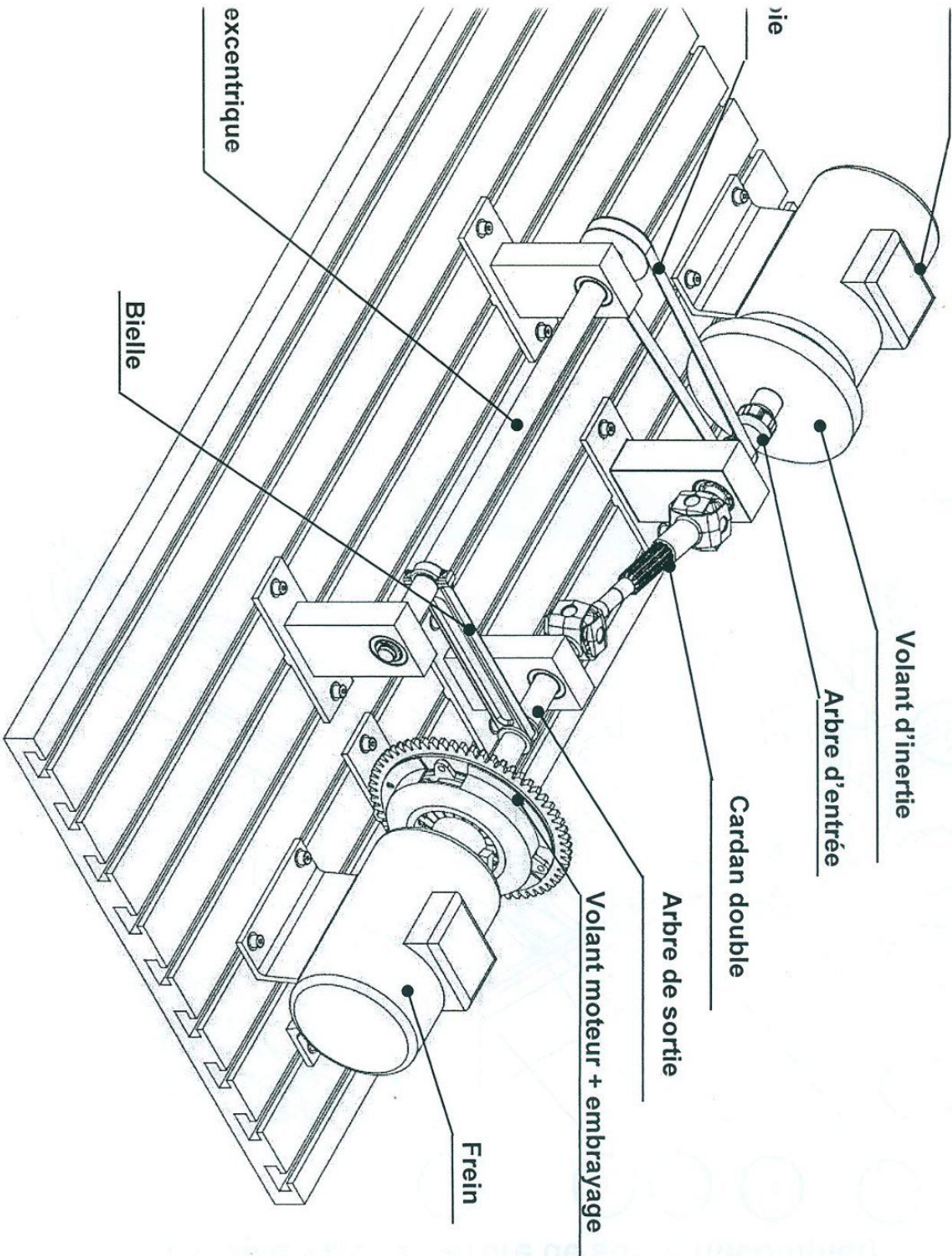
- Mt : moment de torsion
- I_0 : moment quadratique polaire : $I_0 = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$
- d : diamètre de l'arbre
- y : distance en y entre la ligne moyenne et le point où l'on calcule la contrainte

3-3-2- Calculer la valeur de la contrainte maximum $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$

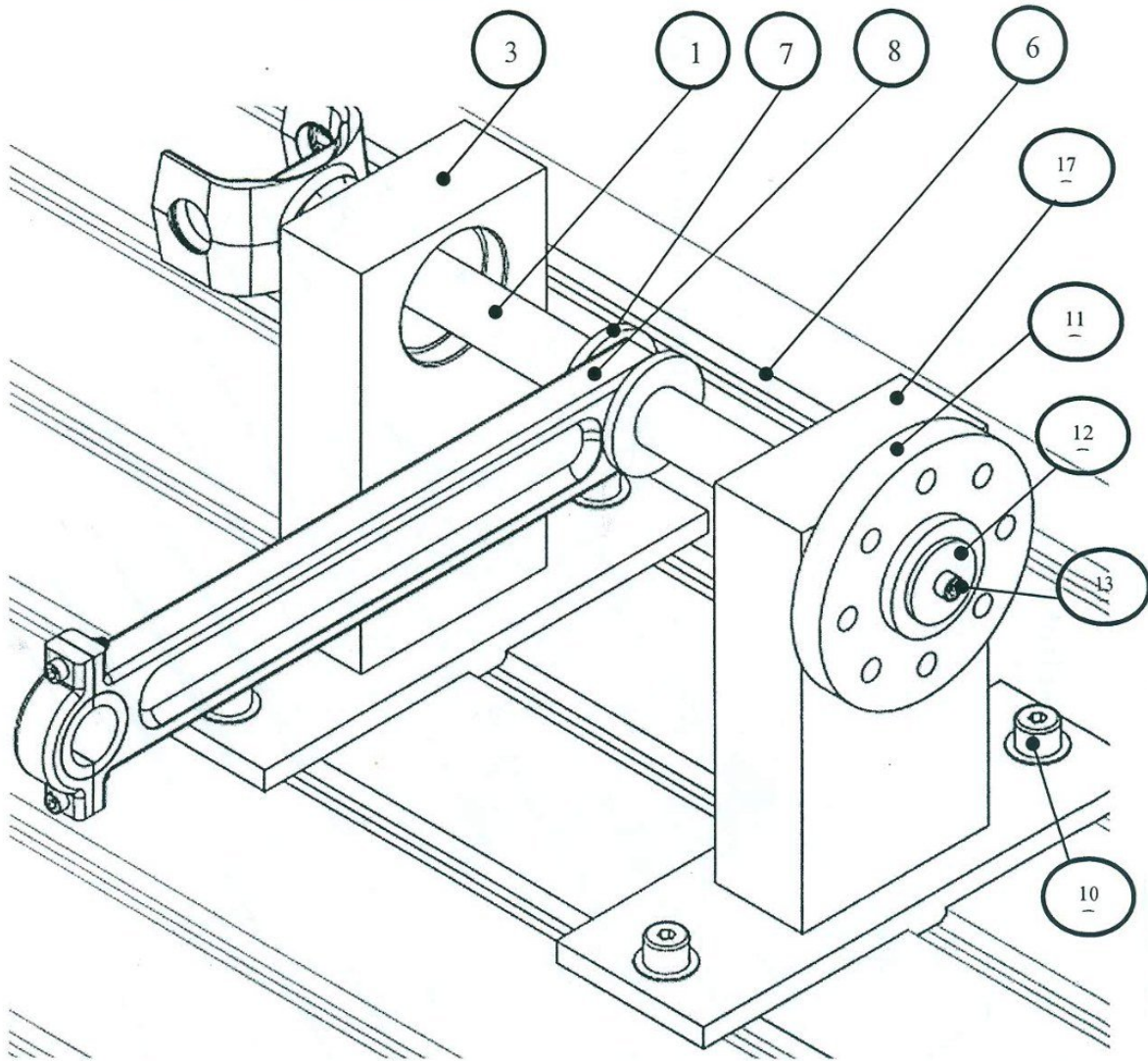
3-3-3- Calculer le coefficient de sécurité de l'arbre. Conclure.

M

DOCUMENT DT1 : Banc d'embrayage

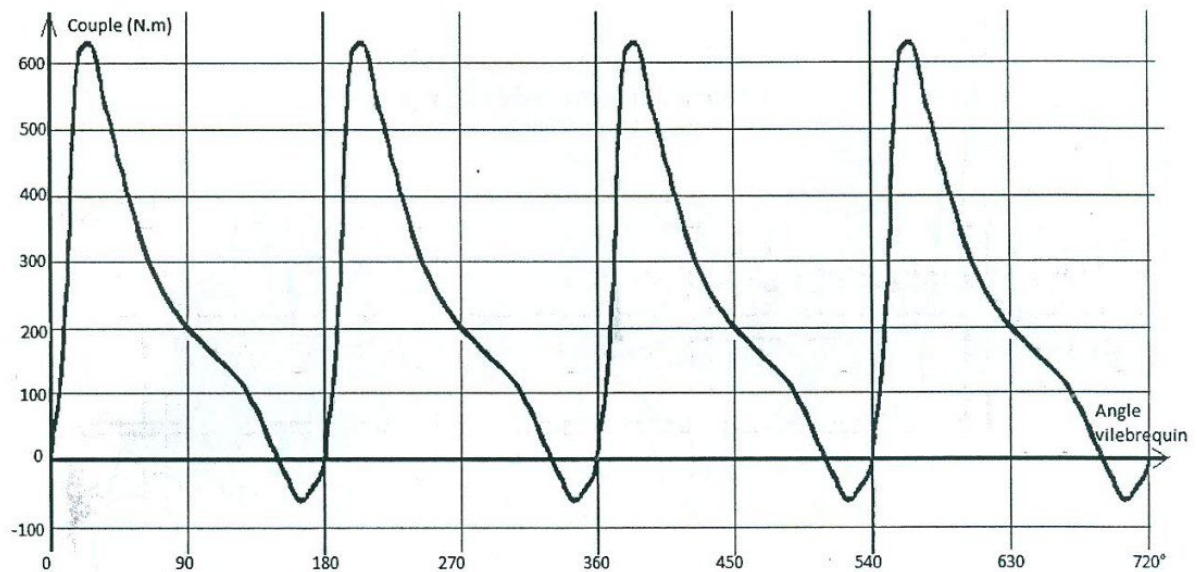


DOCUMENT DT2 : Arbre de sortie (incomplet)

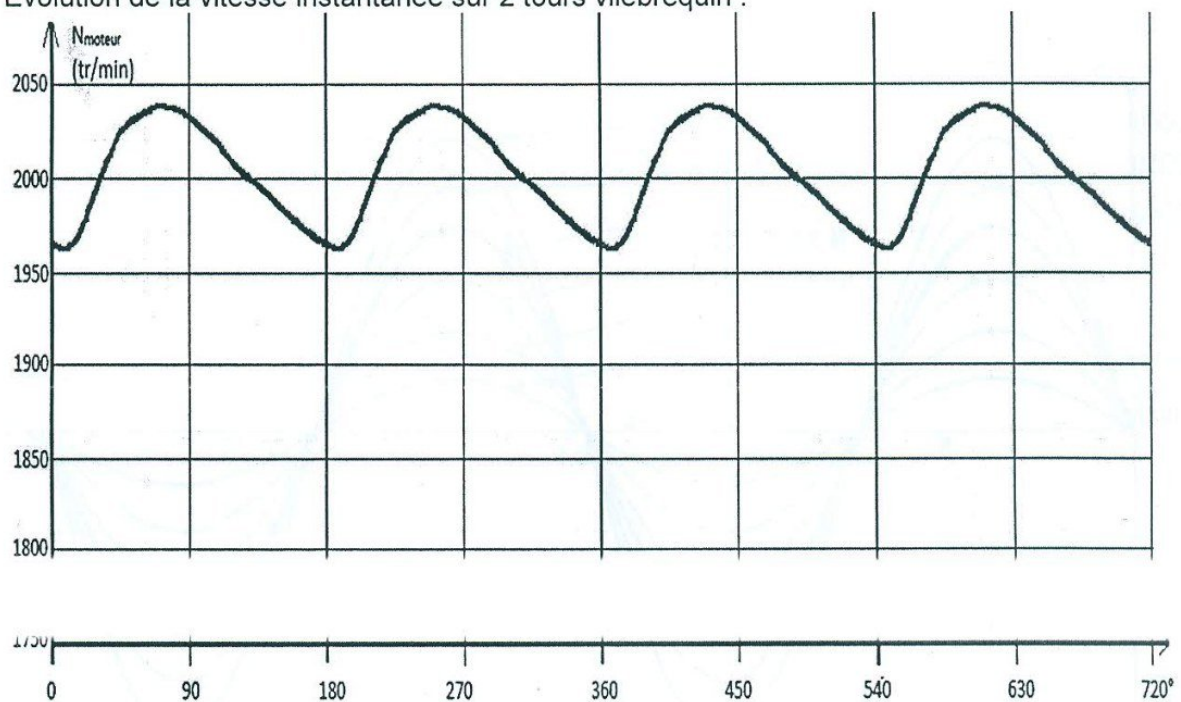


DOCUMENT DT3 : Couple et vitesse instantanés du moteur 1,5 dci

Évolution du couple instantané sur 2 tours vilebrequin :

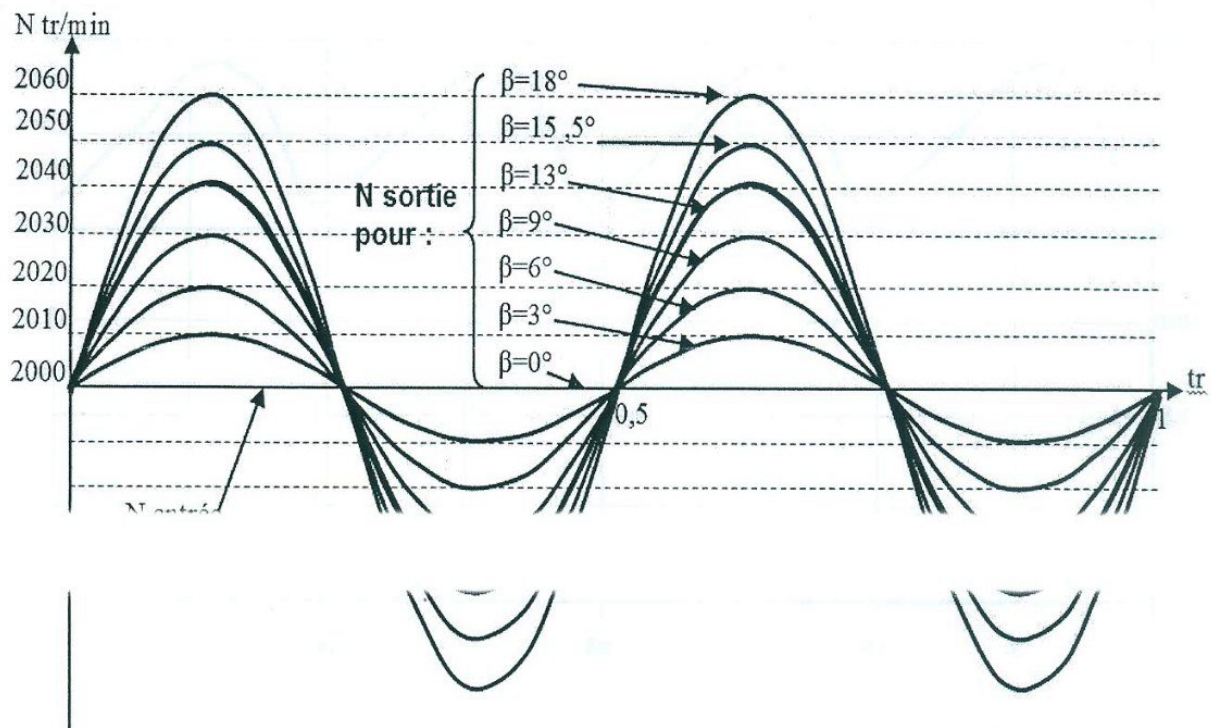
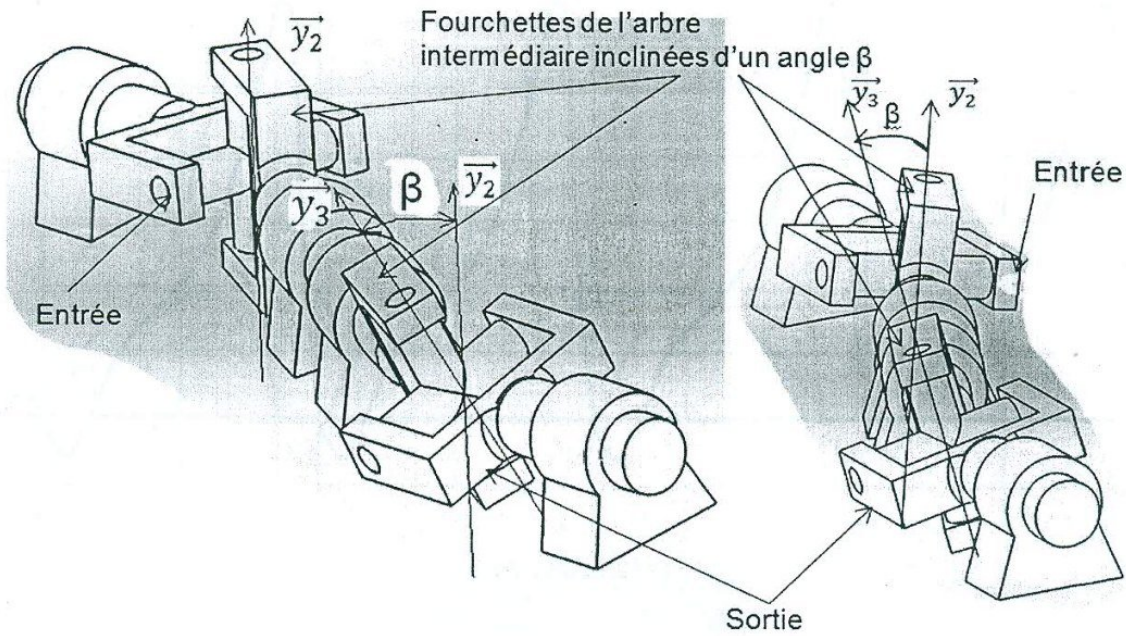


Évolution de la vitesse instantanée sur 2 tours vilebrequin :



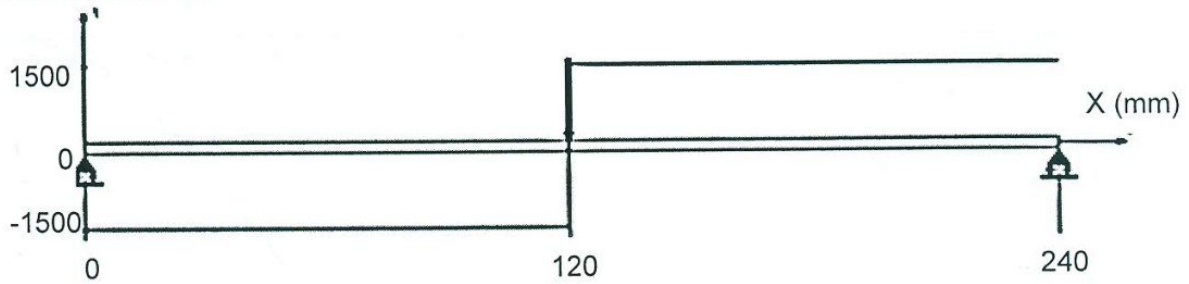
DOCUMENT DT4 : Cardan double

Comparaison vitesse d'entrée/vitesse de sortie (en fonction du temps) du cardan double en fonction de l'angle β d'inclinaison entre les fourchettes de l'arbre intermédiaire.

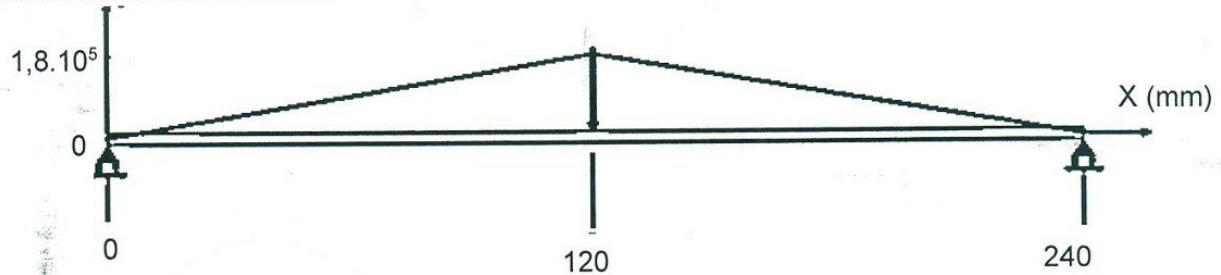


DOCUMENT DT5 : Flexion arbre de sortie

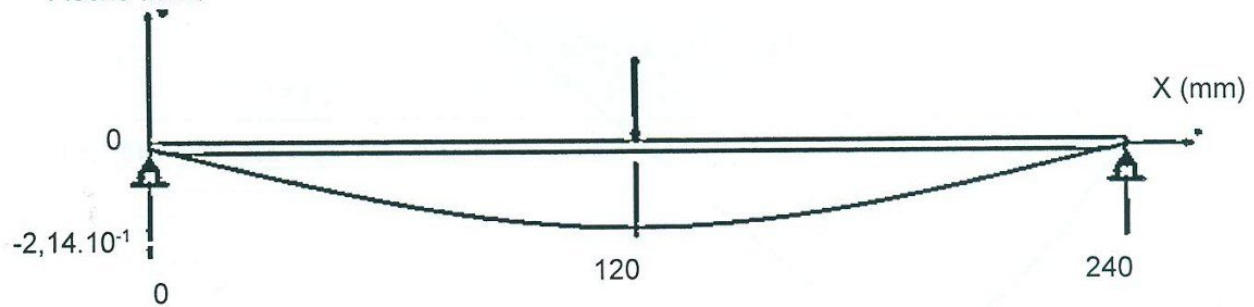
Effort tranchant (N)



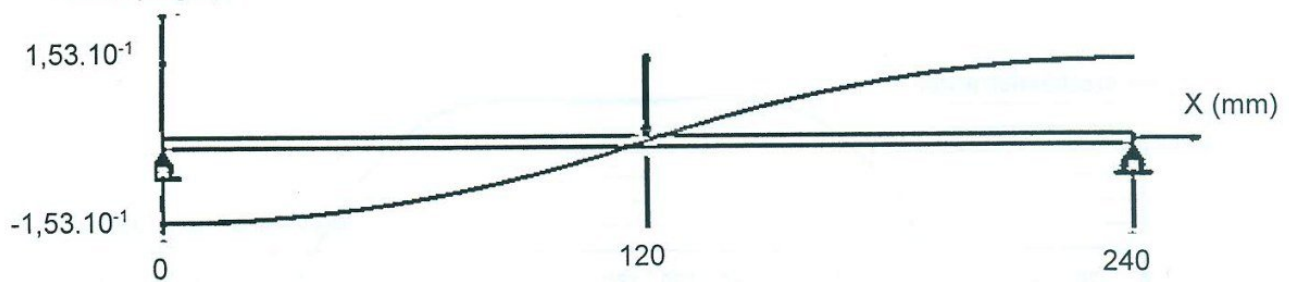
Moment fléchissant (N.mm)



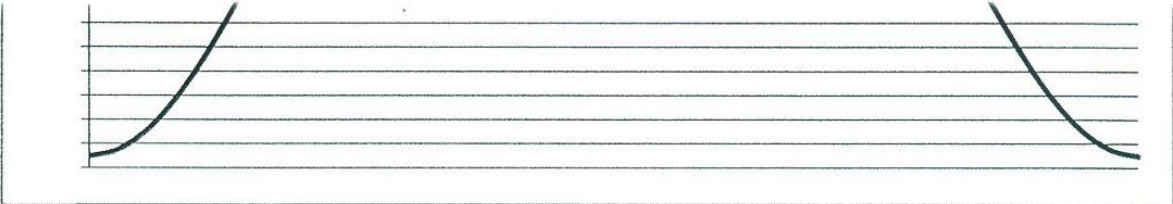
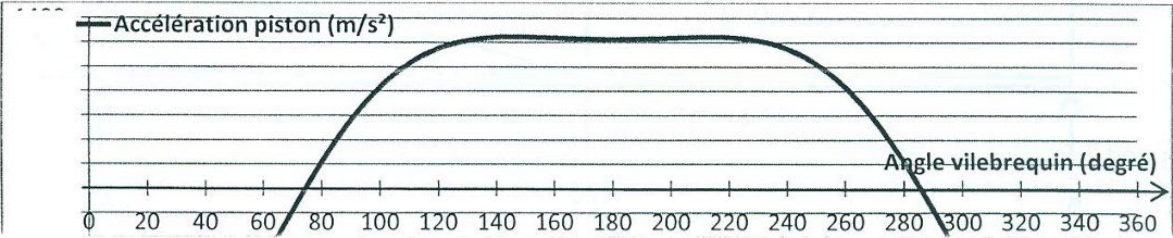
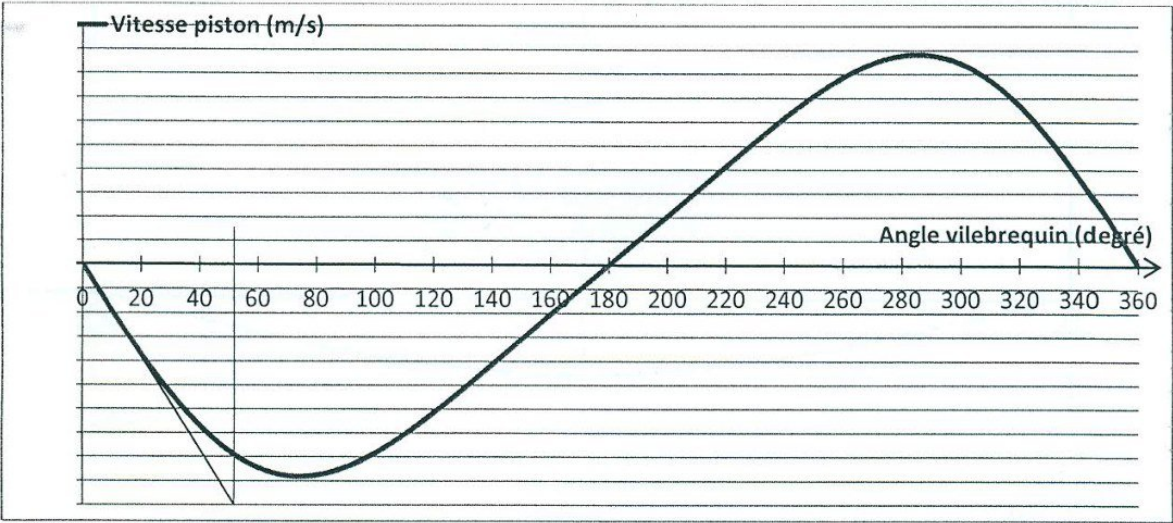
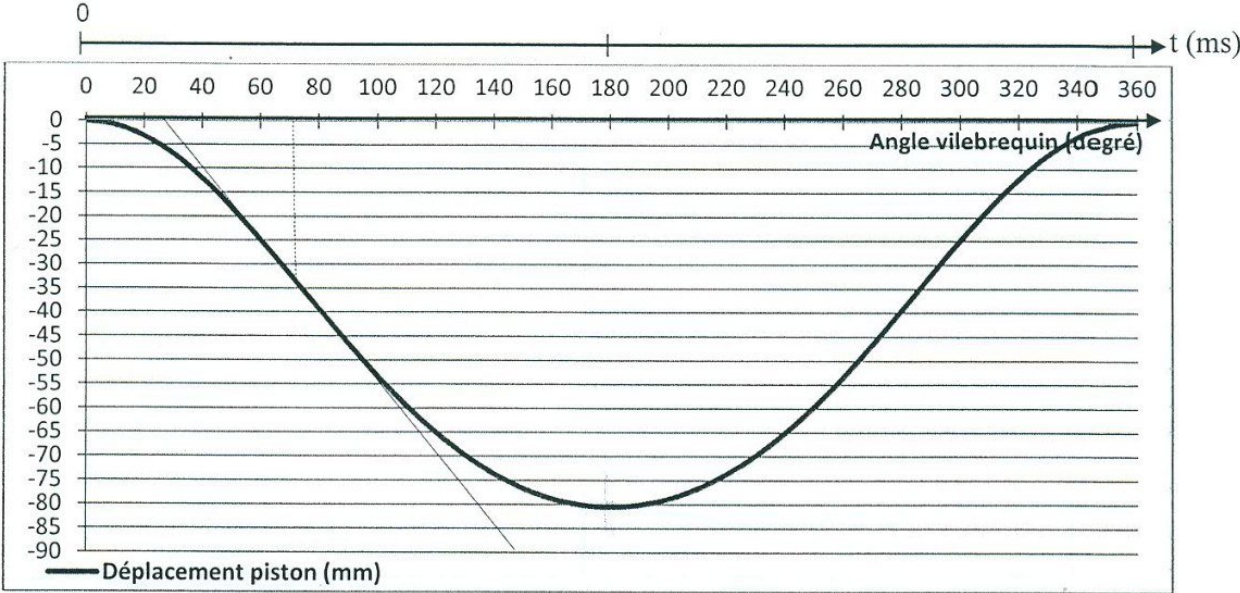
Flèche (mm)



Pente (degré)



DOCUMENT RÉPONSE DR1 : Étude cinématique de l'embellage



Problème II (Sur 6,5 Pts)

PARTIE N° I : (Sur 3,5 points)

Cochez les bonnes réponses

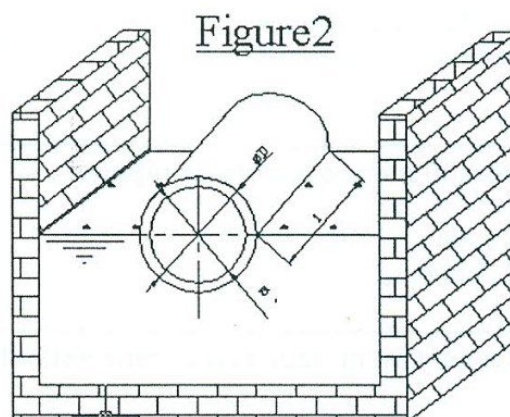
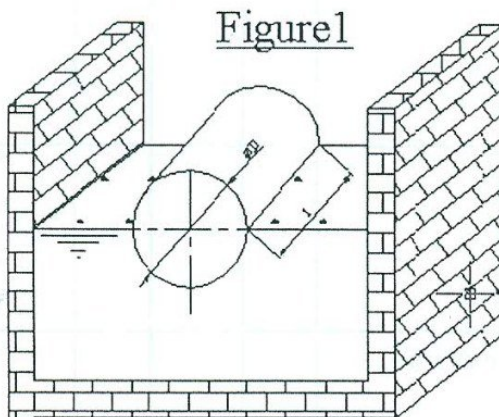
Questionnaire à Choix Multiple	Réponses			
	N°1	N°2	N°3	N°4
Une soupape de séquence permet dans une installation hydraulique de 1 - Protéger le circuit des surpressions, 2- Générer un cycle de fonctionnement, 3- Mesurer le débit, 4- Diminuer la pression.				
Un distributeur hydraulique proportionnel régule 1- La pression, 2- La force de l'actionneur, 3- La vitesse de l'actionneur, 4- Le débit				
La variation de vitesse d'un moteur asynchrone est obtenue en faisant varier 1- Sa tension d'alimentation, 2- Sa fréquence d'alimentation, 3- Son cosinus ϕ , 4- Son rendement				
Un arbre cannelé est 1- Un élément de sécurité mécanique, 2- Un dispositif d'entraînement par adhérence, 3- Un dispositif de transmission par obstacle, 4- Un élément d'un circuit électrique.				
Une valve d'équilibrage est un composant hydraulique qui 1- Permet de contrôler la vitesse de déplacement d'une charge, 2- Régule la position d'une charge, 3- Rétablit au sein de deux circuits, l'équilibre des pressions.				

PARTIE N° II : (Sur 3 points)

Un tronc d'arbre de forme cylindrique de diamètre $D = 50 \text{ cm}$ et de longueur $L = 4.5 \text{ m}$ est immergé dans un bassin d'eau, comme le montre la figure 1.

1/ Si à l'équilibre le tronc est à moitié immergé, calculer la masse volumique ρ_t du tronc. On donne la masse volumique de l'eau $\rho_{\text{eau}} = 1000 \text{ Kg/m}^3$.

Soit poids : P le poids du tronc et PA la poussée d'Archimède.



2/ Si le tronc est creusé de diamètre intérieur $d = 40 \text{ cm}$, calculer la force F_1 qu'il faut appliquée pour que celui-ci reste à moitié immergé, comme le montre la figure 2.

3/ Calculer la force F_2 pour que le tronc soit totalement immergé.

Bonne chance.