

Proposition de corrigé

Concours : e3a - Polytech

Année : 2019

Filière : PSI

Épreuve : Sciences Industrielles pour l'Ingénieur

Ceci est une proposition de corrigé des concours de CPGE, réalisée bénévolement par des enseignants de Sciences Industrielles de l'Ingénieur et d'Informatique, membres de l'[UPSTI](http://www.upsti.fr) (Union des Professeurs de Sciences et Techniques Industrielles), et publiée sur le site de l'association :

<https://www.upsti.fr/espace-etudiants/annales-de-concours>

A l'attention des étudiants

Ce document vous apportera des éléments de corrections pour le sujet traité, mais n'est ni un corrigé officiel du concours, ni un corrigé détaillé ou exhaustif de l'épreuve en question.

L'UPSTI ne répondra pas directement aux questions que peuvent soulever ces corrigés : nous vous invitons à vous rapprocher de vos enseignants si vous souhaitez des compléments d'information, et à vous adresser à eux pour nous faire remonter vos éventuelles remarques.

Licence et Copyright

Toute représentation ou reproduction (même partielle) de ce document faite sans l'accord de l'UPSTI est **interdite**. Seuls le téléchargement et la copie privée à usage personnel sont autorisés (protection au titre des [droits d'auteur](#)).

En cas de doute, n'hésitez pas à nous contacter à : corrigesconcours@upsti.fr.

Informez-vous !

Retrouvez plus d'information sur les [Sciences de l'Ingénieur](#), l'[orientation](#), les [Grandes Ecoles](#) ainsi que sur les [Olympiades de Sciences de l'Ingénieur](#) et sur les [Sciences de l'Ingénieur au Féminin](#) sur notre site : www.upsti.fr

L'équipe UPSTI

Epreuve de Sciences Industrielles

Exosquelette Atalante

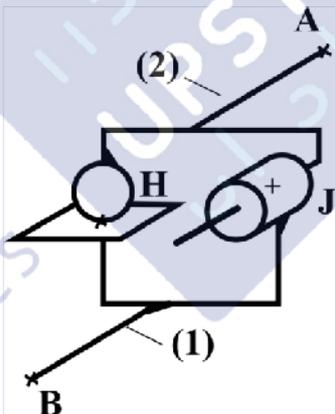
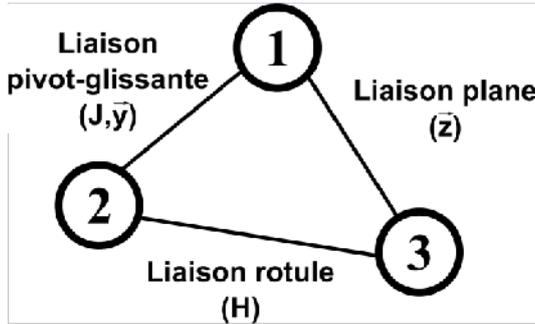
CAHIER REPONSES

Toutes les réponses seront portées sur ce cahier de réponses à l'exclusion de toute autre copie.

L'usage de calculatrices est autorisé.

Ne pas dégrafer

| | |
|--|---|
| R 1 | <ul style="list-style-type: none"> •longueur $\Delta L1$ $\Delta L2$ et $\Delta L3$ |
| $\Delta L2 = (1 - 0,52 - 0,285) * (1,9 - 1,5) = 7,8 \text{ cm}$ $\Delta L3 = (0,285 - 0,039) * (1,9 - 1,5) = 9,8 \text{ cm}$ | |
| R 2 | <ul style="list-style-type: none"> • Identification des liaisons • Démonstration |
| <p>Noms et caractéristiques des liaisons :</p> <p>Le modèle est composé de 2 liaisons pivot-glissantes d'axes (H, \vec{y}) et (J, \vec{y})</p> <p>Démonstration de la liaison équivalente :</p> <p>Les liaisons pivots glissantes sont en parallèles :</p> $\{v^H_{22/21}\} = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ \alpha_{21}^H & v_{21}^H \\ 0 & 0 \end{pmatrix}_b \{v^J_{22/21}\} = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ \alpha_{21}^J & v_{21}^J \\ 0 & 0 \end{pmatrix}_b$ <p>On exprime les torseurs au même point (ici H) :</p> $\{v^H_{22/21}\} = \begin{pmatrix} \alpha_{21}^H \vec{y} \\ v_{21}^H \vec{y} + \vec{JH} \wedge \alpha_{21}^H \vec{y} \end{pmatrix}_b = \begin{pmatrix} \alpha_{21}^H \vec{y} \\ v_{21}^H \vec{y} + L \alpha_{21}^H \vec{z} \end{pmatrix}_b$ <p>Les liaisons sont en parallèles donc :</p> $\{v^{eq}_{22/21}\} = \{v^H_{22/21}\} = \{v^J_{22/21}\} \text{ il en découle :}$ $\{v^{eq}_{22/21}\} = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & v_{21} \\ 0 & 0 \end{pmatrix}_b \text{ ce qui est bien le torseur d'une liaison glissière (de direction } \vec{y} \text{)}$ | |
| R 3 | <ul style="list-style-type: none"> •Degré d'hyperstatisme |
| $h = Es - [6(p - 1) - m] = 8 - [(6(2 - 1) - 1)] = 3$ <p>ou</p> $h = 6\gamma - (Ec - m) = 6 - (4 - 1) = 3$ | |
| <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block;"> $h = 3$ </div> | |

| | |
|--|-------------------------------|
| R 4 | •Contraintes géométriques : |
| <p>Il y a 3 contraintes géométriques à respecter :</p> <ul style="list-style-type: none"> • Parallélisme (angles dans les directions \vec{z} et \vec{x}) • Distance entre les points H et J dans la direction \vec{x} | |
| R 5 | •Remplacement d'une liaison : |
| <p>Il faut remplacer une liaison pivot glissante par une liaison ponctuelle de normale \vec{z} (en H ou en J).</p> | |
| R 6 | •Schéma cinématique 3D : |
|  | |
| R 7 | •Graphe de liaison : |
|  | |

| | |
|--|---|
| R 8 | <ul style="list-style-type: none"> • Liaison équivalente • Comparaison • Explication |
| <p>Nom de la liaison équivalente :</p> <p>La liaison équivalente est ici encore une liaison glissière (de direction \vec{y})</p> <p>Comparaison avec la solution Q5 :</p> <p>La solution retenue est très proche de celle proposé en Q5 car les liaisons rotule et plane en série sont équivalente à une liaison ponctuelle.</p> <p>Intérêt par rapport à la solution demandée en Q5 :</p> <p>Avantage de cette solution :</p> <p>La force transmise entre les solides est plus répartie ce qui limite l'usure.</p> | |
| R 9 | <ul style="list-style-type: none"> • Action mécanique de 1 sur 2 • Action mécanique du fémur (1) sur le tibia (2) : |
| <p>On isole 2. Bilan des actions mécaniques :</p> <p>Le solide 2 est soumis à deux forces :</p> <ul style="list-style-type: none"> • Action de 1 sur 2 • Action de la gravité $\left\{ \tau_{1 \rightarrow 2} \right\}_B = \begin{pmatrix} X_{12} & - \\ Y_{12} & - \\ - & 0 \end{pmatrix}_b \left\{ \tau_{poids \rightarrow 2} \right\}_{G_{32}} = \begin{pmatrix} 0 & - \\ -m_{32} g & - \\ - & 0 \end{pmatrix}_b$ <p>Le solide 2 étant statique, ces deux forces sont égales, opposées et dirigées par la droite passant par leur point d'application : (B, \vec{y})</p> | |

$$\{\tau_{1 \rightarrow 2}\}_B = \begin{Bmatrix} 0 & - \\ m_{32}g & - \\ - & 0 \end{Bmatrix}_b$$

R 10

- Justifier le modèle

Le jeu entre les solides 0 et 1 autorise un pivotement de ce dernier. Ainsi le contact entre les deux solides ne se fait plus par une surface cylindrique mais par deux petites surfaces assimilées à deux points.

Ces deux points sont P_1 et P_2 car la force de 2 sur 1 a tendance à faire basculer le solide 1 dans le sens horaire

R 11

- Déterminer F

On isole le solide 1, bilan des actions mécaniques extérieures : (ou on isole 2+1)

$$\{\tau_{2 \rightarrow 1}\}_B = \begin{Bmatrix} 0 & - \\ -m_{32}g & - \\ - & 0 \end{Bmatrix}_b \{\tau_{ext \rightarrow 1}\} = \begin{Bmatrix} F & - \\ 0 & - \\ - & 0 \end{Bmatrix}_b \{\tau_{pes \rightarrow 1}\} = \begin{Bmatrix} 0 & - \\ -m_{21}g & - \\ - & 0 \end{Bmatrix}_b$$

$$\{\tau_{0^{P1} \rightarrow 1}\}_{P1} = \begin{Bmatrix} X_{01}^{P1} & - \\ Y_{01}^{P1} & - \\ - & 0 \end{Bmatrix}_b \{\tau_{0^{P2} \rightarrow 1}\}_{P2} = \begin{Bmatrix} X_{01}^{P2} & - \\ Y_{01}^{P2} & - \\ - & 0 \end{Bmatrix}_b$$

On applique le TRS projeté sur \vec{x} et \vec{y} :

$$F + X_{021}^{P1} + X_{021}^{P2} = 0 \quad (I)$$

$$(-m_{32} - m_{21})g + Y_{021}^{P1} + Y_{021}^{P2} = 0 \quad (II)$$

On applique le TMS projeté sur \vec{z} en B :

$$-(\mu + \delta)Y_{021}^{P1} - \mu Y_{021}^{P2} = 0 \quad (III)$$

$$F = \frac{2\mu + \delta}{\delta} \cdot (m_{32} + m_{21}) \cdot gf$$

R 12

- Le phénomène d'arc-boutement :

Ici il n'y a pas d'arc-boutement. La condition de glissement dépend de la norme de l'effort extérieur.

Ce phénomène, s'il était présent pourrait être dommageable car le glissement du solide 1 par rapport au solide 0 ne pourrait tout simplement pas se faire et ce quel que soit l'amplitude de l'effort extérieur appliqué.

R 13

- Déterminer la longueur δ :

D'après le résultat obtenu à la question 11, on en déduit :

$$\delta_{min} = \frac{2\mu}{F - (m_{32} + m_{21})gf} (m_{32} + m_{21})gf$$

$$A. N : \delta_{min} = 89 \text{ mm}$$

R14

- déterminer les relations entre $x(t)$ et $y(t)$ et les angles θ_2, θ_3

Fermeture géométrique :

$$\overline{AB} + \overline{BC} + \overline{CA} = \vec{0}$$

$$-L_3 \cdot \vec{x}_3 - L_2 \cdot \vec{x}_2 + x(t) \cdot \vec{x} + y(t) \cdot \vec{y} = \vec{0}$$

En projection sur \vec{x} et \vec{y} :

$$\begin{cases} -L_3 \cdot \cos(\theta_3(t)) - L_2 \cdot \cos(\theta_2(t) + \theta_3(t)) + x(t) = 0 \\ -L_3 \cdot \sin(\theta_3(t)) - L_2 \cdot \sin(\theta_2(t) + \theta_3(t)) - y(t) = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} x(t) = L_3 \cdot \cos(\theta_3(t)) + L_2 \cdot \cos(\theta_2(t) + \theta_3(t)) & (1) \\ y(t) = L_3 \cdot \sin(\theta_3(t)) + L_2 \cdot \sin(\theta_2(t) + \theta_3(t)) & (2) \end{cases}$$

R15

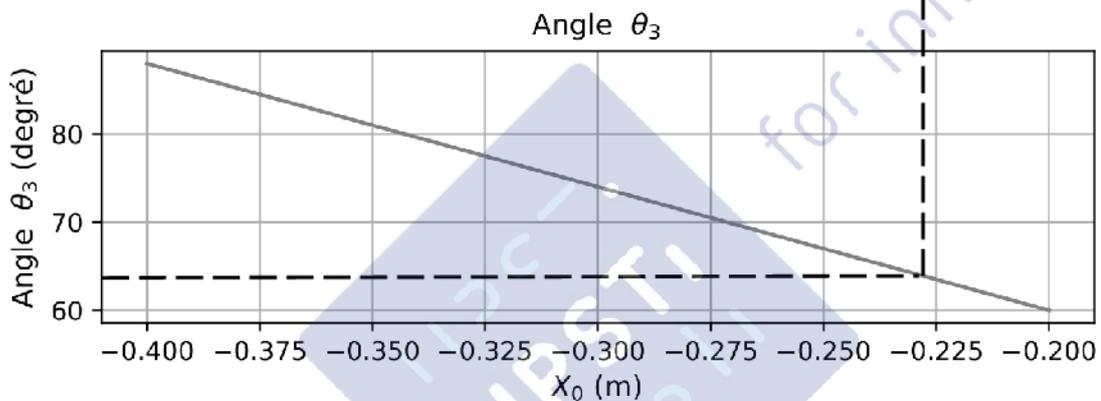
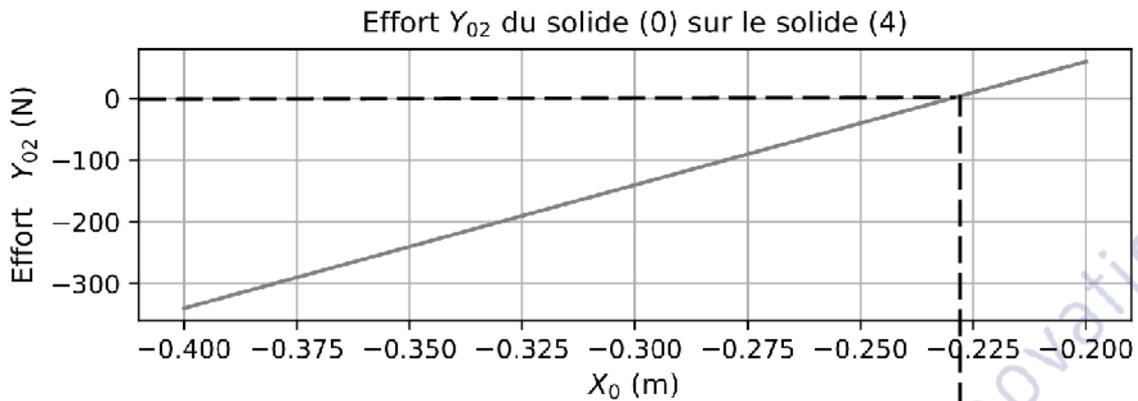
- Condition de non basculement

Condition de non-basculement :

$$Y_{02} \geq 0$$

R16

- position initiale X_0 à donner aux pieds et angle θ_3



$$X_0 = -0.230 \text{ m}$$

$$\theta_3 = 64^\circ$$

R17

- risque de basculement

Si $\theta_3 = 70^\circ$ il y a un risque de basculement $Y_{02} = -100 \text{ N}$

R18

- calculer $\dot{\theta}_2(t) = \omega_2$ et $\dot{\theta}_3(t) = \omega_3$

Si déplacement à vitesse de rotation constante :

$$\omega_2 = \frac{\theta_{2\text{final}} - \theta_{2\text{initial}}}{\text{temps de déplacement}} \Rightarrow \omega_2 = \frac{0 - 108,5}{5}$$

$$\omega_3 = \frac{\theta_{3\text{final}} - \theta_{3\text{initial}}}{\text{temps de déplacement}} \Rightarrow \omega_3 = \frac{90 - 70}{5}$$

$$\omega_2 = -21.7^\circ / \text{s} \text{ ou } -0.38 \text{ rad/s}$$

$$\omega_3 = 4^\circ / \text{s} \text{ ou } 0.07 \text{ rad/s}$$

| | |
|---|---|
| R19 | <ul style="list-style-type: none"> cahier des charges est-il respecté ? |
| <p>exigence Id 1.3.2.1 ⇒ OK déplacement en 5s</p> <p>exigence Id 1.3.2.3 ⇒ Non les variations relatives de vitesse du point A, sur les axes \vec{x} et \vec{y}, sont supérieurs à 10% .</p> | |
| R20 | <ul style="list-style-type: none"> tableau numpy de 100 points |
| <pre> Import numpy as np X = np.linspace(-273 , 0, 100) ou [-273+k*273/99 for k in range(100)] Y = np.linspace(400, 830, 100) ou [400+k*430/99 for k in range(100)] </pre> | |
| R21 | <ul style="list-style-type: none"> $F(\theta_3(t), x(t), y(t))$ |
| <pre> def F(teta3, x, y) : return (415 * np.cos(teta3) - x) ** 2 + (415 * np.sin(teta3) - y) ** 2 - 415 ** 2 </pre> | |

| | |
|--|--|
| R22 | <ul style="list-style-type: none"> fonction dichotomie |
| <pre> def dichoto (f,a,b) : hile b - a > (2) * 10**(-5) : m = (a + b) / 2 if f(m) == 0 : return m elif f(a) * f(m) < 0 : b = m else : a = m return (a + b) / 2 </pre> | |
| R23 | <ul style="list-style-type: none"> 100 valeurs pour θ_3 |
| <pre> Import numpy as np X = np.linspace(-273 , 0, 100) Y = np.linspace(400, 830, 100) teta3 = 0*X for i in range (len(X)) : def equa_inverseF_2 (teta3) : return equa_inverseF(teta3, X[i], Y[i]) teta3[i] = dichoto (equa_inverseF_2, 60*np.pi/180 , 100*np.pi/180) ou for i in range (len(X)) : equa_inverseF_2 = lambda teta3 : equa_inverseF(teta3, X[i], Y[i]) teta3[i] = dichoto (equa_inverseF_2, 60*np.pi/180 , 100*np.pi/180) </pre> | |
| R24 | <ul style="list-style-type: none"> peut-on passer de la position assise à debout en moins de 5 secondes ? |
| <p>Oui les vitesses maximum des axes sont atteintes à $t = 5s$ avec :</p> <p>$\dot{\theta}_2 \max = 17 \text{ tour/min}$ et $\dot{\theta}_3 \max = 32 \text{ tour/min}$</p> <p>Ces valeurs sont compatibles avec les valeurs maximales de vitesse de rotation des axes</p> | |

R25

- moment dynamique en A projeté sur \vec{z}

Calcul de $\vec{\delta}_{A,(2')/0}$:

On commence par écrire le torseur dynamique en G_2 :

$$\{D_{(2')/0}\}_{G_2} = \left\{ \begin{array}{l} m_2 \cdot \vec{\Gamma}_{G_2 \in (2')/0} \\ \vec{\delta}_{G_2,(2')/0} \end{array} \right\}_{G_2} \quad \text{avec } \vec{\Gamma}_{G_2 \in (2')/0} = \left. \frac{\vec{v}_{G_2 \in (2')/0}}{dt} \right|_0 \quad \text{et } \vec{\delta}_{G_2,(2')/0} = \left. \frac{\vec{\sigma}_{G_2 \in (2')/0}}{dt} \right|_0$$

$$\vec{v}_{G_2 \in (2')/0} = \left. \frac{\overrightarrow{AG_2}}{dt} \right|_0 = \frac{L_2}{2} \cdot \dot{\theta}_1 \cdot \vec{x}_1 \Leftrightarrow \vec{\Gamma}_{G_2 \in (2')/0} = \frac{L_2}{2} \cdot \dot{\theta}_1^2 \cdot \vec{y}_1 + \frac{L_2}{2} \cdot \ddot{\theta}_1 \cdot \vec{x}_1$$

$$\vec{\sigma}_{G_2 \in (2')/0} = A_2 \cdot \dot{\theta}_1 \cdot \vec{z} \Leftrightarrow \vec{\delta}_{G_2,(2')/0} = A_2 \cdot \ddot{\theta}_1 \cdot \vec{z}$$

On déduit : $\vec{\delta}_{A,(2')/0} = \vec{\delta}_{G_2,(2')/0} + \overrightarrow{AG_2} \wedge m_2 \cdot \vec{\Gamma}_{G_2 \in (2')/0}$

$$\vec{\delta}_{A,(2')/0} = A_2 \cdot \ddot{\theta}_1 \cdot \vec{z} + \overrightarrow{AG_2} \wedge m_2 \cdot \left(\frac{L_2}{2} \cdot \dot{\theta}_1^2 \cdot \vec{y}_1 + \frac{L_2}{2} \cdot \ddot{\theta}_1 \cdot \vec{x}_1 \right)$$

$$\vec{\delta}_{A,(2')/0} = \left(A_2 + m_2 \cdot \left(\frac{L_2}{2} \right)^2 \right) \ddot{\theta}_1 \cdot \vec{z}$$

Calcul de $\vec{\delta}_{A,(3')/0}$: par le même raisonnement on trouve :

$$\vec{\delta}_{A,(3')/0} = \left(A_3 + m_3 \cdot \left(L_2 + \frac{L_3}{2} \right)^2 \right) \ddot{\theta}_1 \cdot \vec{z}$$

Calcul de $\vec{\delta}_{A,(4')/0}$:

$$\vec{\delta}_{A,(4')/0} = \left(C_4 + m_4 \cdot (L_2 + L_3 + L_4)^2 \right) \ddot{\theta}_1 \cdot \vec{z}$$

$$\vec{\delta}_{A,\Sigma/0} \cdot \vec{z} = (A_2 + m_2 \cdot \left(\frac{L_2}{2}\right)^2 + A_3 + m_3 \cdot \left(L_2 + \frac{L_3}{2}\right)^2 + C_4 + m_4 \cdot (L_2 + L_3 + L_4)^2) \ddot{\theta}_1$$

R26

- équation de mouvement

On isole l'ensemble {(2') + (3') + (4') + axe_moteur}

Bilan des actions mécaniques :

- ⇒ couple moteur : $\vec{M}_{A,1 \rightarrow 2'} = C_1 \cdot \vec{z}$
- ⇒ Liaison pivot d'axe (A, \vec{z}) : pas de moment transmissible sur l'axe.
- ⇒ Poids des différentes pièces :

$$\{T_{poids \rightarrow \{(2')+(3')+(4')\}}\}_{G_t} = \left\{ \begin{array}{c} -M_t \cdot g \cdot \vec{y} \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{G_t}$$

On applique le principe fondamentale de la dynamique à l'ensemble {(2') + (3') + (4') + axe_moteur}, équation de moment en A projeté sur \vec{z} .

$$\vec{\delta}_{A,\Sigma+\text{axe_moteur}/0} \cdot \vec{z} = C_1 + (\overrightarrow{AG_t} \wedge (-)M_t \cdot g \cdot \vec{y}) \cdot \vec{z}$$

$$\vec{\delta}_{A,\Sigma+\text{axe_moteur}/0} \cdot \vec{z} = C_1 + (-L_{Gt} \cdot \vec{y}_1 \wedge (-)M_t \cdot g \cdot \vec{y}) \cdot \vec{z}$$

$$\vec{\delta}_{A,\Sigma+\text{axe_moteur}/0} \cdot \vec{z} = C_1 - L_{Gt} \cdot M_t \cdot g \cdot \sin(\theta_1)$$

Equation de mouvement :

$$\left(A_2 + m_2 \cdot \left(\frac{L_2}{2}\right)^2 + A_3 + m_3 \cdot \left(L_2 + \frac{L_3}{2}\right)^2 + C_4 + m_4 \cdot (L_2 + L_3 + L_4)^2 \right) \ddot{\theta}_1 + J_m \cdot \frac{d\omega_m(t)}{dt} = C_1 - L_{Gt} \cdot M_t \cdot g \cdot \sin(\theta_1)$$

ou
$$\vec{\delta}_{A,\Sigma+\text{axe_moteur}/0} \cdot \vec{z} = C_1 - L_{Gt} \cdot M_t \cdot g \cdot \sin(\theta_1)$$

R27

- Expression J_{eq} et $C_r(t)$ en fonction des données.

On a : $\frac{\omega_1(t)}{\omega_m(t)} = k_r$ et $\frac{\omega_1 \cdot C_1}{\omega_m \cdot C_m} = 1 \Rightarrow \omega_1(t) = k_r \cdot \omega_m(t)$ et $C_1 = \frac{C_m}{k_r}$

$$\left(A_2 + m_2 \cdot \left(\frac{L_2}{2} \right)^2 + A_3 + m_3 \cdot \left(L_2 + \frac{L_3}{2} \right)^2 + C_4 + m_4 \cdot (L_2 + L_3 + L_4)^2 \right) \ddot{\theta}_1 + J_m \cdot \frac{d\omega_m(t)}{dt} = C_1 - L_{Gt} \cdot M_t \cdot g \cdot \sin(\theta_1)$$

$$\Leftrightarrow \left(A_2 + m_2 \cdot \left(\frac{L_2}{2} \right)^2 + A_3 + m_3 \cdot \left(L_2 + \frac{L_3}{2} \right)^2 + C_4 + m_4 \cdot (L_2 + L_3 + L_4)^2 \right) \frac{d\omega_m(t)}{dt} \cdot k_r + J_m \cdot \frac{d\omega_m(t)}{dt} = \frac{C_m}{k_r} - L_{Gt} \cdot M_t \cdot g \cdot \sin(\theta_1)$$

$$\left[\left(A_2 + m_2 \cdot \left(\frac{L_2}{2} \right)^2 + A_3 + m_3 \cdot \left(L_2 + \frac{L_3}{2} \right)^2 + C_4 + m_4 \cdot (L_2 + L_3 + L_4)^2 \right) \cdot k_r + J_m \right] \cdot k_r \cdot \frac{d\omega_m(t)}{dt} = C_m - k_r \cdot L_{Gt} \cdot M_t \cdot g \cdot \sin(\theta_1)$$

On retrouve la forme :

$$J_{eq} \cdot \frac{d\omega_m(t)}{dt} = C_m(t) - C_r(t)$$

$$C_r(t) = k_r \cdot L_{Gt} \cdot M_t \cdot g \cdot \sin(\theta_1)$$

$$J_{eq} = \left[\left(A_2 + m_2 \cdot \left(\frac{L_2}{2} \right)^2 + A_3 + m_3 \cdot \left(L_2 + \frac{L_3}{2} \right)^2 + C_4 + m_4 \cdot (L_2 + L_3 + L_4)^2 \right) \cdot k_r + J_m \right] \cdot k_r$$

R28

- compléter le schéma bloc

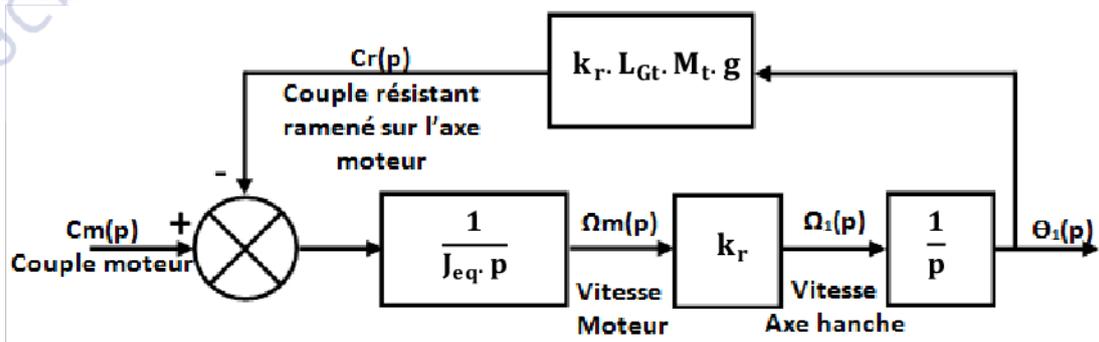
Linéarisation de l'équation :

$$J_{eq} \cdot \frac{d\omega_m(t)}{dt} = C_m(t) - k_r \cdot L_{Gt} \cdot M_t \cdot g \cdot \theta_1$$

Equation dans le domaine de Laplace :

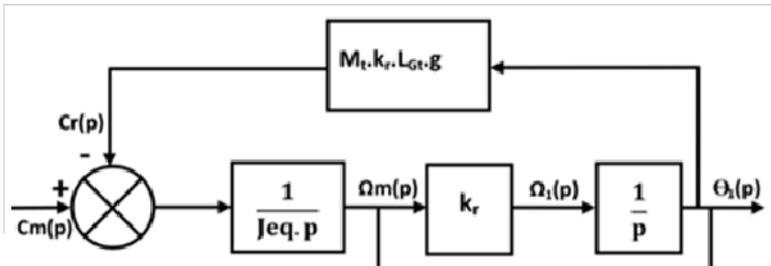
$$J_{eq} \cdot p \cdot \Omega_m(p) = C_m(p) - k_r \cdot L_{Gt} \cdot M_t \cdot g \cdot \theta_1$$

Schéma Bloc :

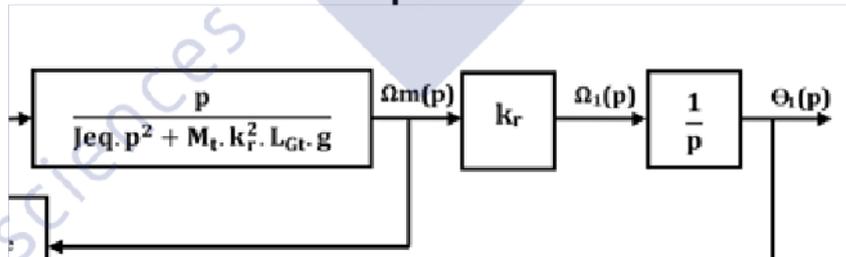
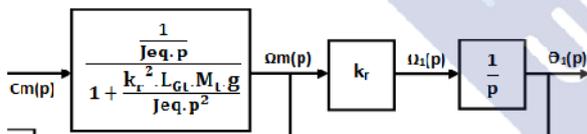
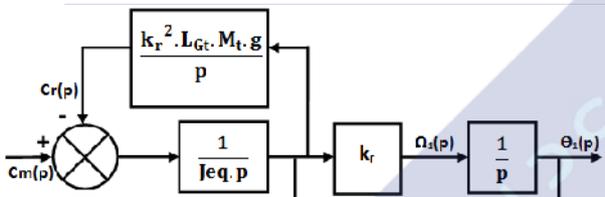
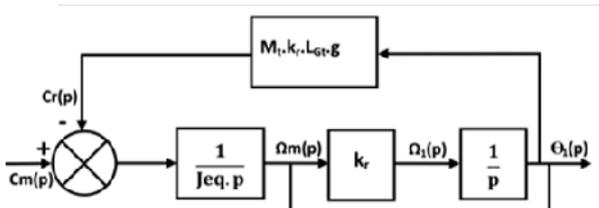


R29

- Modélisation de notre asservissement



Graphiquement :



Par calcul :

$$\Omega_m(p) = \frac{1}{J_{eq} \cdot p} \cdot [C_m(p) - \frac{k_r^2 \cdot L_{Gt} \cdot M_t \cdot g}{p} \cdot \Omega_m(p)]$$

$$\Omega_m(p) \cdot [1 + \frac{k_r^2 \cdot L_{Gt} \cdot M_t \cdot g}{J_{eq} \cdot p^2}] = \frac{1}{J_{eq} \cdot p} \cdot C_m(p)$$

$$\Omega_m(p) \cdot [\frac{J_{eq} \cdot p^2 + k_r^2 \cdot L_{Gt} \cdot M_t \cdot g}{J_{eq} \cdot p^2}] = \frac{1}{J_{eq} \cdot p} \cdot C_m(p)$$

$$\Omega_m(p) = \frac{p}{J_{eq} \cdot p^2 + k_r^2 \cdot L_{Gt} \cdot M_t \cdot g} \cdot C_m(p)$$

R30

- effet du correcteur C(p)

Il faut un écart statique nul, le correcteur doit avoir une action intégrale pour que la classe de la fonction de transfert en boucle ouverte soit de 1.

R31

- fonction de transfert en boucle ouverte: $FTBO(p) = \frac{\theta_1(p)}{\theta_{cons1}(p) - \theta_1(p)}$

$$FTBO(p) = C(p) \cdot 10 \cdot \frac{51,5 \cdot p}{(1 + 2,24 \cdot p) \cdot (1 + 0,03 \cdot p)} \cdot \frac{1}{303p}$$

$$FTBO(p) = \frac{\theta_1(p)}{\theta_{cons1}(p) - \theta_1(p)} = \frac{515 \cdot C(p)}{303 \cdot (1 + 2,24 \cdot p) \cdot (1 + 0,03 \cdot p)}$$

R32

- Forme fonction de transfert de l'asservissement :

$$FTBO(p) = \frac{515 \cdot C(p)}{303 \cdot (1 + 2,24 \cdot p) \cdot (1 + 0,03 \cdot p)}$$

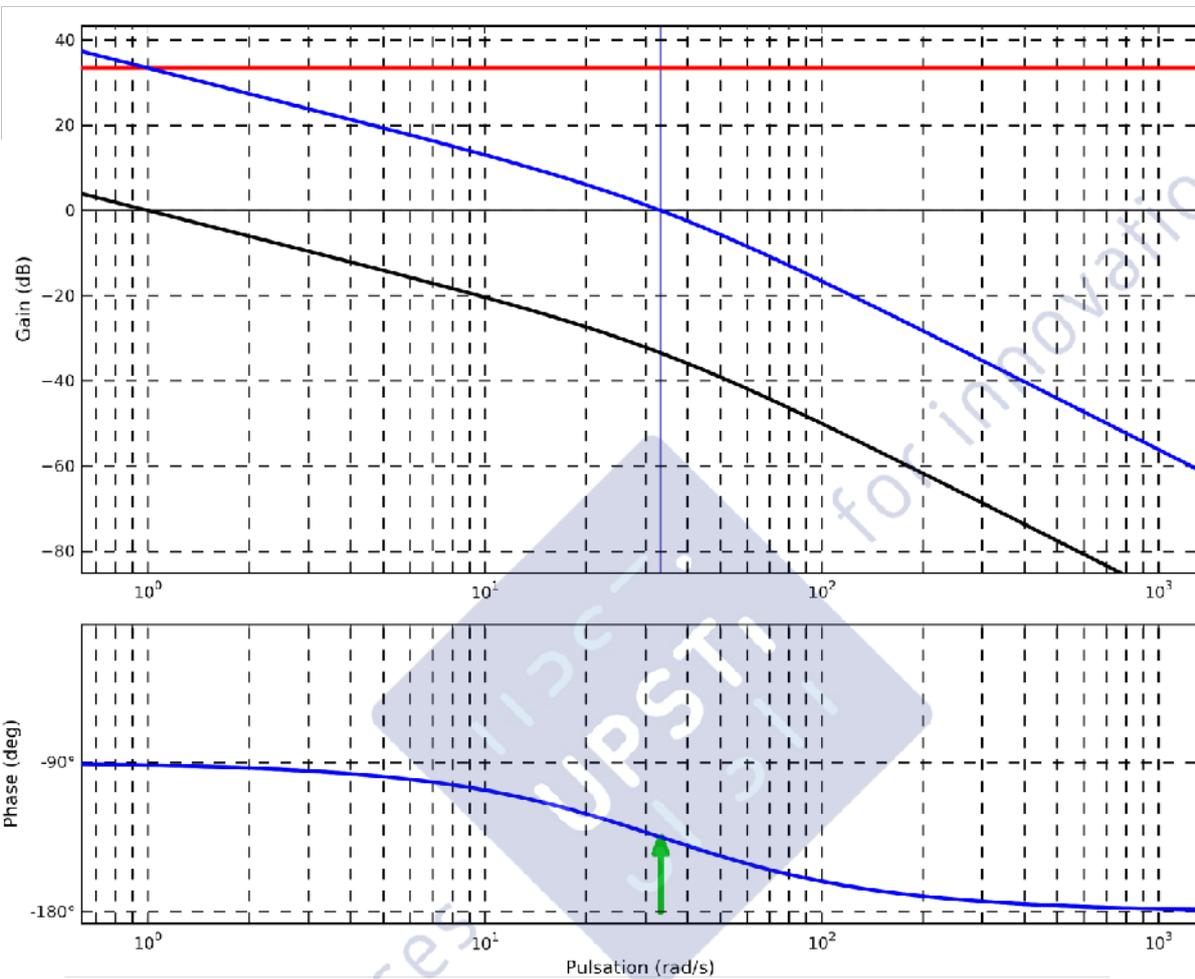
Avec $C(p) = C \cdot \frac{(1+2,24 \cdot p)}{p}$

$$FTBO(p) = \frac{515 \cdot C \cdot \frac{(1+2,24 \cdot p)}{p}}{303 \cdot (1 + 2,24 \cdot p) \cdot (1 + 0,03 \cdot p)}$$

$$FTBO(p) = \frac{\theta_1(p)}{\theta_{cons1}(p) - \theta_1(p)} = C \cdot \frac{515/303}{p \cdot (1 + 0,03 \cdot p)}$$

R33-R34-R35

- Déterminer une valeur de C
- Allure FTBO corrigée
- Bande passante



Marge de phase de $45^\circ \Leftrightarrow 20 \cdot \log(C) = 34$

C environ 50

Bande Passante à 0db en Boucle ouverte ω_{bo-0db}

$\omega_{bo-0db} = 32 \text{ rad/s} \Leftrightarrow$ Cahier des charges OK