

Proposition de corrigé

Concours : Banque PT

Année : 2020

Filière : PT

Épreuve : Sciences Industrielles A

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](https://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

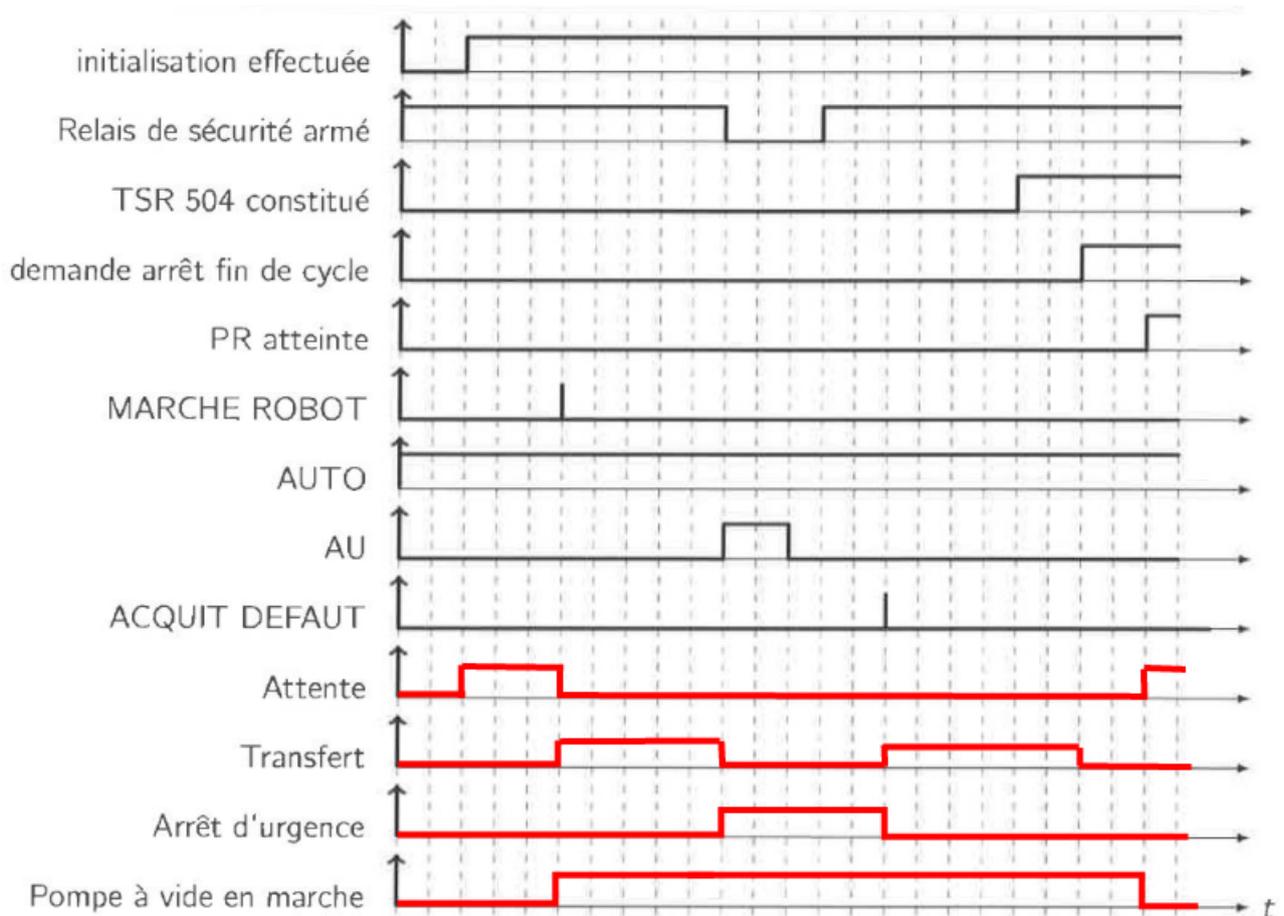
L'équipe UPSTI

CAHIER REPONSE

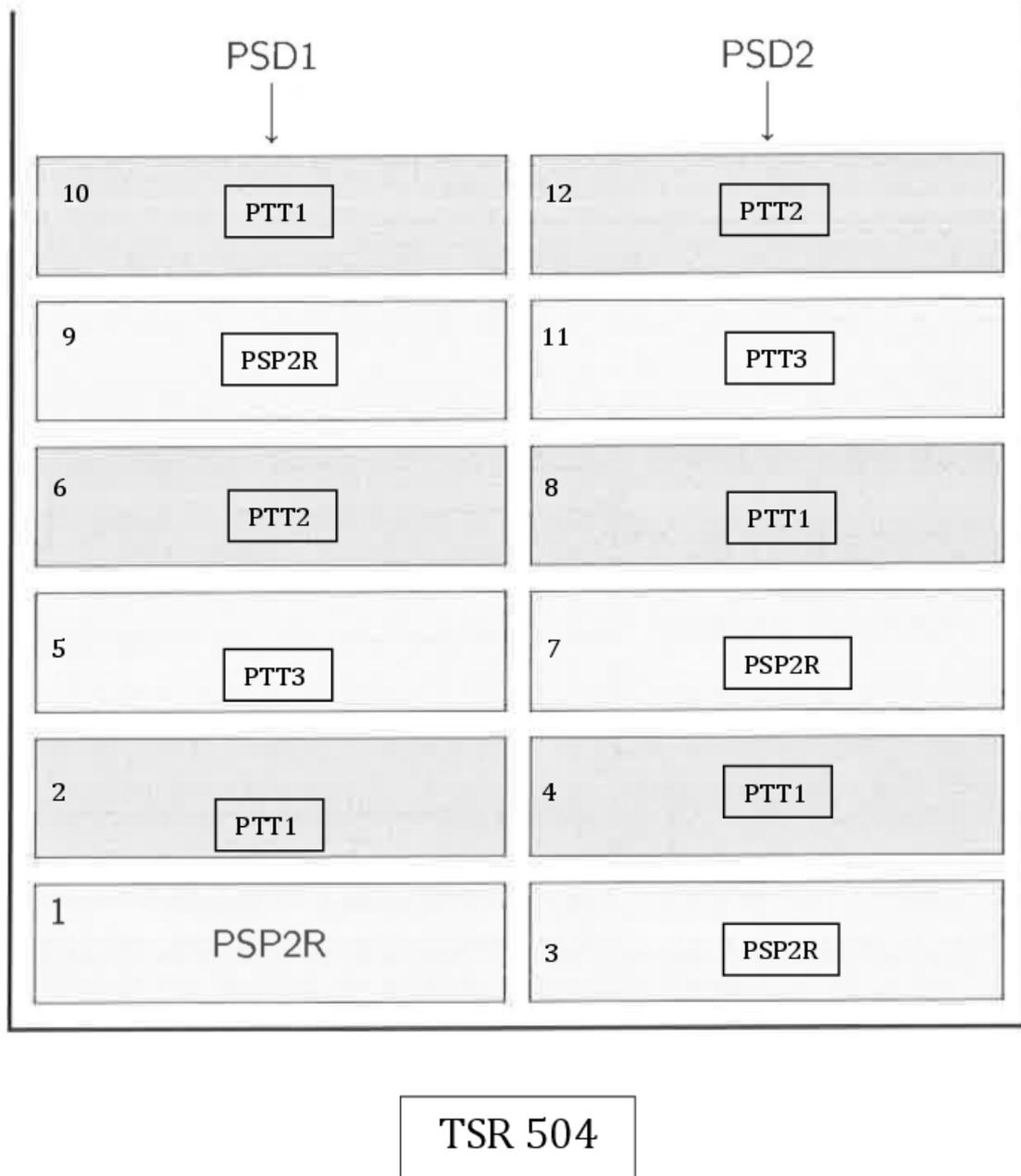
EPREUVE DE SCIENCES INDUSTRIELLES A

Partie **A** – Analyse du fonctionnement du système

Q1-A partir du diagramme d'états « Cellule robotisée d'emboxage et de transfert » (Annexe C), compléter le chronogramme en fonction des différents événements.



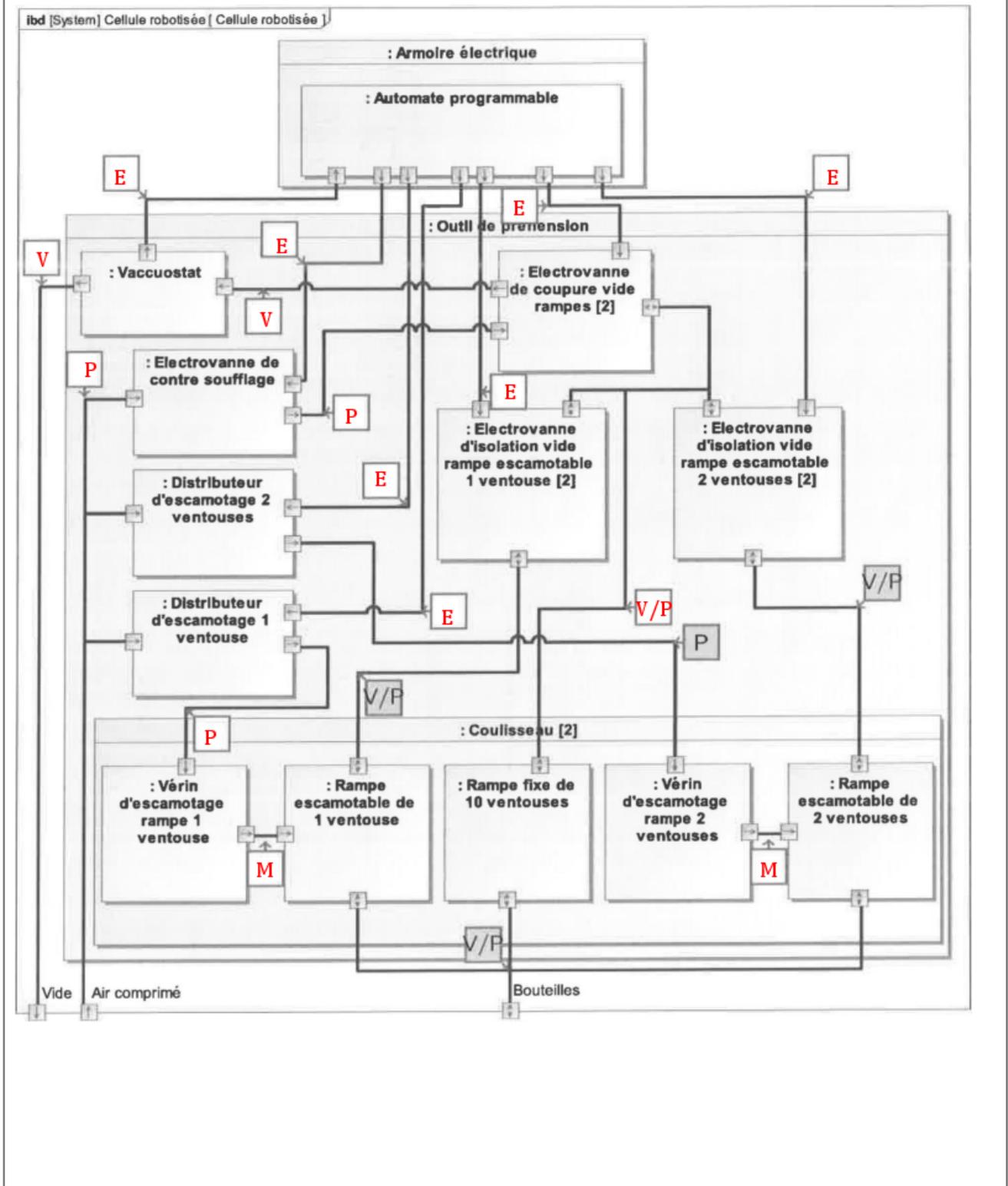
Q2-Une caisse TSR 504 est composée de 12 couches de 4 rangs de 11 ou 10 bouteilles. Le document réponse représente le schéma d'une caisse TSR 504 avec les différentes demi-couches (2 rangs de 11 ou 10 bouteilles) en vue de profil. D'après le diagramme d'états de la fonction « Transfert » (Annexe C), numéroté de 2 à 12 les douze premières demi-couches dans l'ordre de dépose.



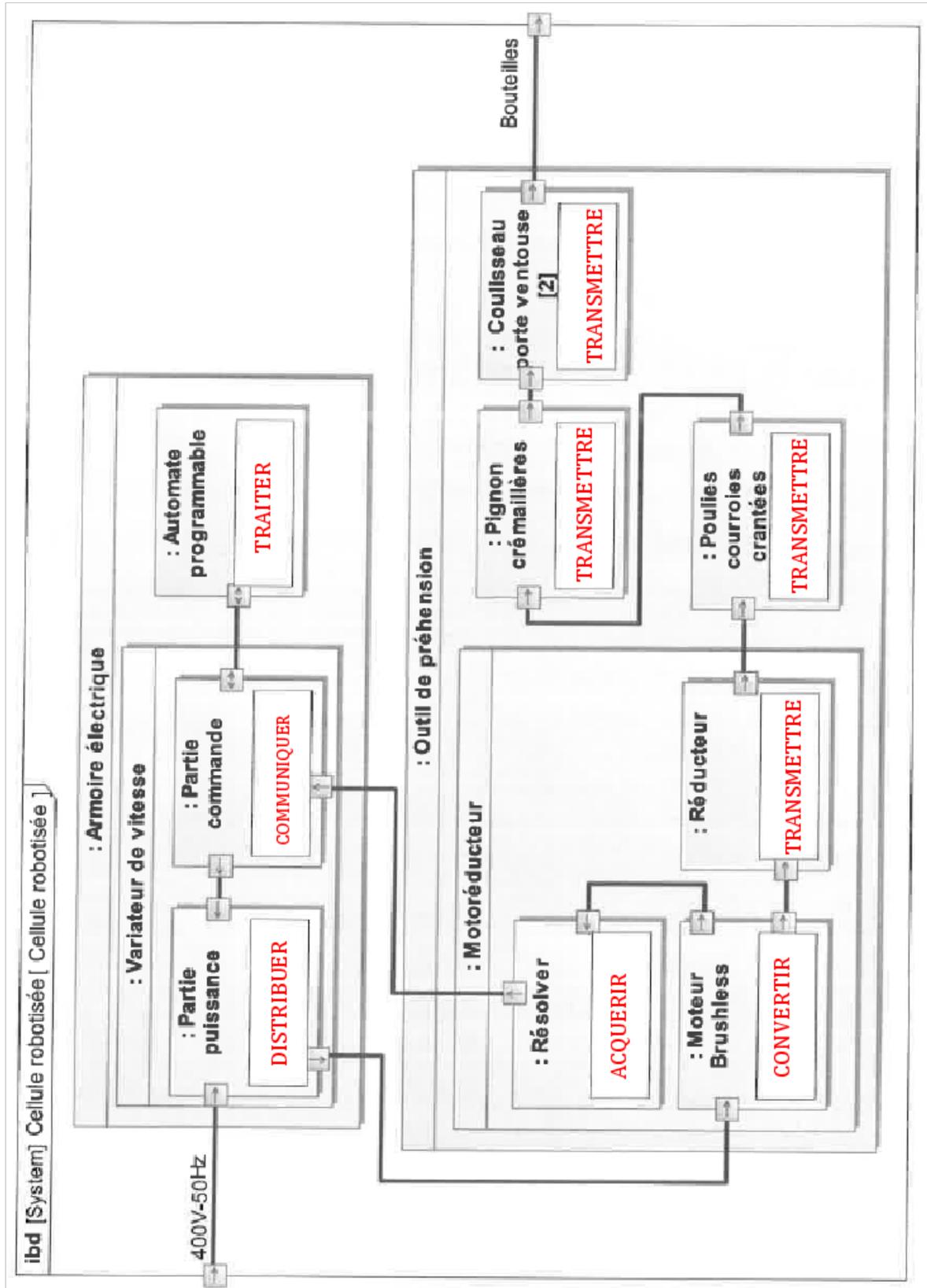
Q3-Préciser, sur le schéma de la question précédente, si les couches proviennent directement de la position de prise PSP2R au niveau de la caisse TSR630 ou des positions de prise de la table de transfert PTT 1, PTT2 ou PTT3. Indiquer PSP2R, PTT 1, PTT2 ou PTT3 au niveau des demi-couches.

Voir ci-dessus

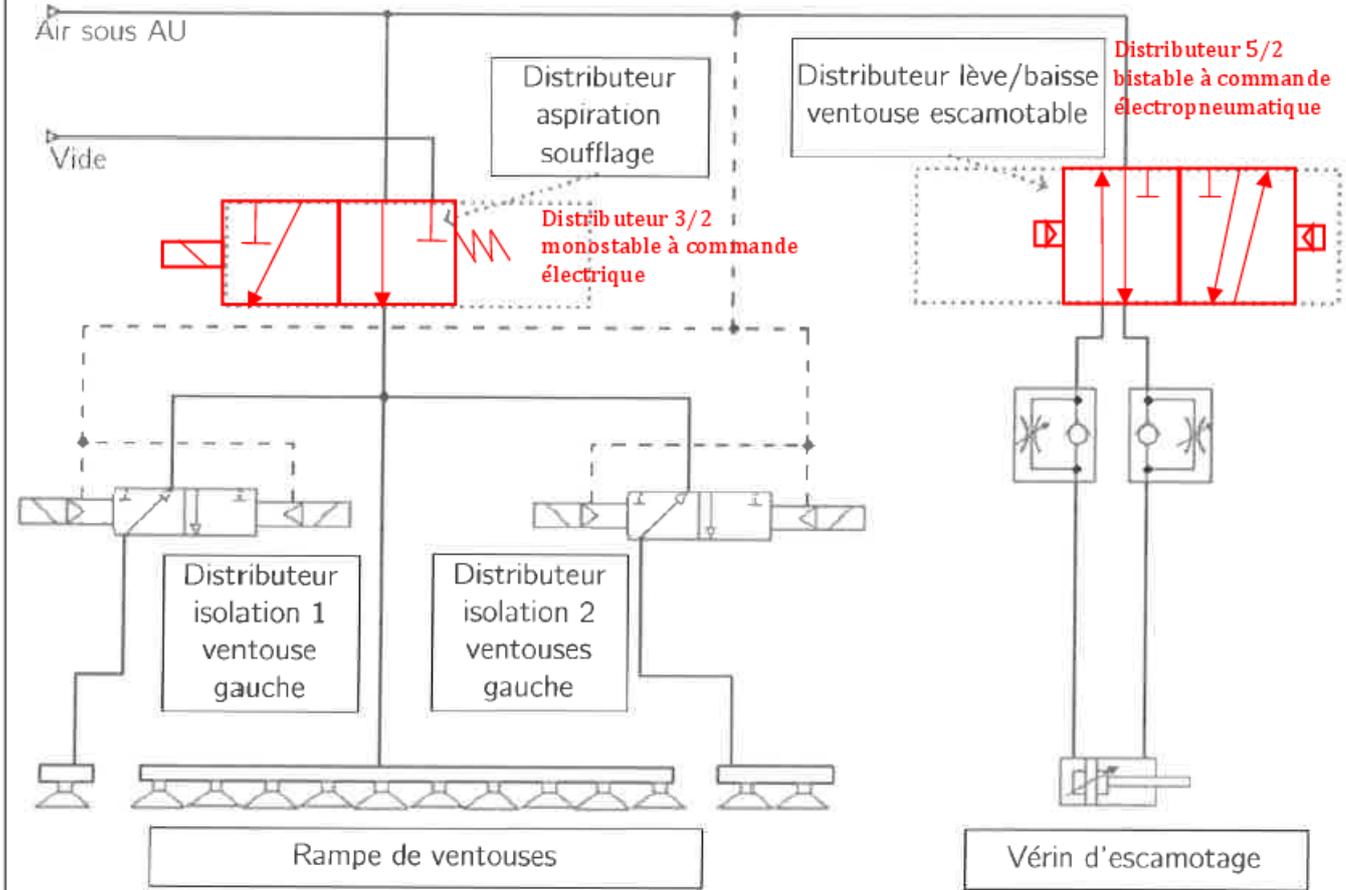
Q4-Repérer, sur le diagramme de bloc interne simplifié de la mise en place des rampes escamotables, les flux d'énergie pneumatique avec l'indication « P » les flux d'énergie électrique avec l'indication « E » les flux d'énergie mécanique avec l'indication « M » et les flux de vide avec la lettre « V ».



Q5- Compléter le diagramme de bloc interne de la mise en position des rampes porte bouteilles en donnant la fonction générique (acquérir, convertir,...) de chacun des éléments de la cellule robotisée



Q6-Compléter le schéma pneumatique en représentant symboliquement le distributeur permettant l'aspiration et le soufflage, et le distributeur permettant l'escamotage ou non des ventouses.



Partie **B** – Influence du comportement du socle sur le suivi de trajectoire

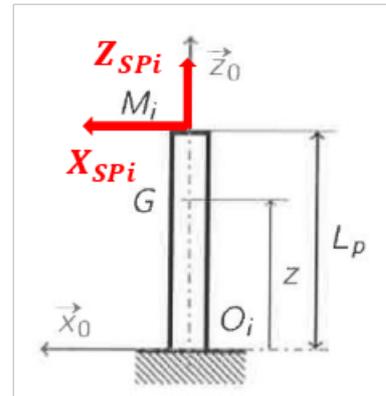
Q7- Donner en fonction de z , l'expression du torseur de cohésion en un point G compris entre O_i et M_i

La configuration étudiée est fournie par la figure 8. : poutre encastree en O_i et soumise en M_i à un effort normal Z_{SPi} suivant \vec{z}_0 et un effort tranchant X_{SPi} suivant \vec{x}_0

Pour $0 \leq z \leq L_p$, on isole le tronçon de droite

$$\begin{cases} \vec{R} = \vec{R}_{S \rightarrow Pi} \\ \vec{M}_G = \vec{GM}_i \wedge \vec{R}_{S \rightarrow Pi} \end{cases}$$

(on utilise la convention $\{\tau_{coh}\} = \{\tau_{droite \rightarrow gauche}\}$)



$$\text{Ainsi } \{\tau_{coh}\} = \begin{cases} X_{SPi} \vec{x}_0 + Z_{SPi} \vec{z}_0 \\ X_{SPi}(L_p - z) \vec{y}_0 \end{cases}_G \text{ pour un ensemble de deux poutres}$$

Q8- Déterminez, à cause de l'effort normal, le déplacement Δz_i du point M_i , à l'extrémité de chaque poutre. Faire l'application numérique pour obtenir Δz_1 et Δz_2 .

Le déplacement dû à l'effort normal s'obtient à partir de la loi de Hooke : $\sigma_{xx} = E \cdot \varepsilon_{xx}$

$$\sigma_{xx} = E \cdot \varepsilon_{xx} \quad \Leftrightarrow \quad \frac{Z_{SPi}}{S} = E \frac{\Delta z_i}{L_p} \quad \text{car } \sigma_{xx} = \frac{N_x}{S} \text{ et } \varepsilon_{xx} = \frac{dl}{l}$$

$$\Delta z_i = \frac{Z_{SPi} \cdot L_p}{ES}$$

Application numérique :

$$\Delta z_1 = \frac{50\,500}{2 \cdot 10^5 \times 4500} \times 720 \approx \frac{5 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^5 \times 4500} \times 720 \approx 0,040 \text{ mm}$$

$$\Delta z_2 = \frac{-70\,500}{2 \cdot 10^5 \times 4500} \times 720 \approx \frac{-7 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^5 \times 4500} \times 720 \approx -0,056 \text{ mm}$$

Les deux poutres avant sont assimilées à une seule poutre, comme les deux poutres arrières.

$$\Delta z_i = \frac{Z_{SPi} \cdot L_p}{ES} \quad \Delta z_1 = 0,040 \text{ mm} \quad \Delta z_2 = -0,056 \text{ mm}$$

Q9- Déterminer l'équation de la déformée $v(z)$ suivant (\vec{x}_0) . En déduire la flèche maximale v_{maxi} pour chaque poutre en M_i

La relation entre le moment fléchissant et la déformée est :

Pour $0 \leq z \leq L_p$, $E \cdot I(G; \vec{y}) \cdot v''_i(z) = Mf_y(z)$ on pose $I(G; \vec{y}) = I$

On a donc : $E \cdot I \cdot v''_i(z) = X_{SPi}(L_p - z)$

$$v_i(z) = \frac{X_{SPi}}{6EI} (L_p - z)^3 + \frac{C_1}{EI} z + \frac{C_2}{EI}$$

Détermination des constantes C_1 et C_2 avec les conditions aux limites (encastrement en O_i) :

$$v_i(0) = 0 \quad \Rightarrow \quad C_1 = 0,5 \cdot X_{SPi} \cdot L_p^2$$

$$v'_i(0) = 0 \quad \Rightarrow \quad C_2 = -\frac{1}{6} X_{SPi} \cdot L_p^3$$

On a alors :

$$v_i(z) = \frac{X_{SPi}}{EI} \left[\frac{1}{6} (L_p - z)^3 + \frac{1}{2} L_p \cdot z - \frac{1}{6} L_p^3 \right]$$

Le débattement maximal est obtenu en M_i :

$$v_{i \max i} = v_i(L_p) = \frac{X_{SPi}}{EI} \left[\frac{1}{2} L_p^3 - \frac{1}{6} L_p^3 \right] = \frac{X_{SPi}}{3EI} L_p^3$$

On a alors :
$$v_{maxi} = \frac{X_{SPi}}{3EI} L_p^3$$

Q10- Dans ces conditions, calculer numériquement v_{maxi} et conclure sur le dimensionnement du socle

Application numérique :

$$v_{maxi} = \frac{6500}{3 \times 2 \cdot 10^5 \times 15 \cdot 10^6} \times 720^3 \approx 0,3mm$$

$$v_{maxi} < 20 \text{ mm}$$

La condition de déplacement est vérifiée. Il n'y aura pas de collision. D'autant plus que les encastrements en M_i n'ont pas été pris en compte et ils rigidifient la structure.

Partie **C** – élaboration d'un modèle de comportement dynamique lors du suivi de trajectoire

C.1- ETUDE DU SYSTEME DE COMPENSATION DE GRAVITE DU ROBOT

Q11- Donner l'expression du couple C_{res} exercé par le système de compensation sur le bras 2 autour de l'axe $(A; \vec{y}_0)$ en fonction de $F_{res}, \theta_2, \theta_7$.

$$\overrightarrow{C_{res(A,8 \rightarrow 2)}} = \overrightarrow{M_{Fres(H,8 \rightarrow 2)}} - \overrightarrow{AH} \wedge F_{res} \overrightarrow{x_7}$$

$$= R \overrightarrow{x_2} \wedge F_{res} \overrightarrow{x_7}$$

$$= F_{res} \cdot R (\cos \theta_2 \overrightarrow{x_1} - \sin \theta_2 \overrightarrow{z_1}) \wedge \overrightarrow{x_7}$$

$$= F_{res} \cdot R (\cos \theta_2 \cdot \sin \theta_7 - \sin \theta_2 \cdot \cos \theta_7) \overrightarrow{y_1}$$

$$\boxed{\overrightarrow{C_{res(A,8 \rightarrow 2)}} = F_{res} \cdot R \sin(\theta_7 - \theta_2) \overrightarrow{y_1}}$$

$$C_{res} = k_r (\lambda - \lambda_0) \cdot R \sin(\theta_7 - \theta_2)$$

Q12- Par une fermeture géométrique, donner les expressions de λ et de θ_7 en fonction de θ_2 et des paramètres géométriques.

Fermeture géométrique : $\overrightarrow{KH} = \overrightarrow{KA} + \overrightarrow{AH}$

$$\lambda(t) \overrightarrow{x_7} = c \overrightarrow{x_1} - R \overrightarrow{x_2}$$

En projection sur $\overrightarrow{x_1}$: $\lambda(t) \cdot \cos \theta_7 = c - R \cdot \cos \theta_2$ (1)

En projection sur $\overrightarrow{z_1}$: $-\lambda(t) \cdot \sin \theta_7 = 0 + R \sin \theta_2$. (2)

$$(1)^2 + (2)^2 \Rightarrow \lambda^2(t) = (c - R \cdot \cos \theta_2)^2 + R^2 \cdot \sin^2 \theta_2$$

$$\frac{(2)}{(1)} \Rightarrow \tan \theta_7 = \frac{-R \sin \theta_2}{c - R \cdot \cos \theta_2}$$

On a donc :

$$\boxed{\lambda = \sqrt{(c - R \cdot \cos \theta_2)^2 + R^2 \cdot \sin^2 \theta_2}}$$

$$\boxed{\theta_7 = \arctan \left(\frac{-R \sin \theta_2}{c - R \cdot \cos \theta_2} \right)}$$

Q13- Donner l'expression du couple C_{pes} résultant de l'action de la pesanteur sur l'ensemble {bras2, bras 3, préhenseur et chargement} autour de l'axe $(A; \vec{y}_0)$ en fonction de $m_2, m_3, m_E, g, \theta_2, \theta_3$ et des paramètres géométriques.

$$\vec{C}_{pes} \cdot \vec{y}_0 = \overline{M}_{(A, pes \rightarrow \Sigma)} \cdot \vec{y}_0 \text{ avec } \Sigma = \{\text{bras2, bras 3, préhenseur et chargement}\}$$

$$C_{pes} = [\overline{AG}_2 \wedge -m_2 g \vec{z}_0 + \overline{AG}_3 \wedge -m_3 g \vec{z}_0 + \overline{AE} \wedge -m_E g \vec{z}_0] \cdot \vec{y}_0$$

$$C_{pes} = [a_2 \vec{z}_2 \wedge -m_2 g \vec{z}_0 + (L_2 \vec{z}_2 + a_3 \vec{z}_3 - b_3 \vec{x}_3) \wedge -m_3 g \vec{z}_0 + (L_2 \vec{z}_2 + L_3 \vec{z}_3) \wedge -m_E g \vec{z}_0] \cdot \vec{y}_0$$

$$C_{pes} = m_2 g a_2 \sin \theta_2 \vec{y}_1 \cdot \vec{y}_0 + m_3 g \cdot (\sin \theta_2 L_2 \vec{y}_1 \cdot \vec{y}_0 + a_3 \sin(\theta_2 + \theta_3) \vec{y}_2 \cdot \vec{y}_0 - b_3 \cos(\theta_2 + \theta_3) \vec{y}_2 \cdot \vec{y}_0) + m_E g (\sin \theta_2 L_2 \vec{y}_1 \cdot \vec{y}_0 + L_3 \sin(\theta_2 + \theta_3) \vec{y}_2 \cdot \vec{y}_0)$$

$$= m_2 g a_2 \sin \theta_2 + m_3 g \cdot (\sin \theta_2 L_2 + a_3 \sin(\theta_2 + \theta_3) - b_3 \cos(\theta_2 + \theta_3)) + m_E g (\sin \theta_2 L_2 + L_3 \sin(\theta_2 + \theta_3))$$

Finalemment :

$$C_{pes} = (m_2 a_2 + (m_E + m_3) L_2) g \sin \theta_2 + (m_3 a_3 + m_E L_3) g \sin(\theta_2 + \theta_3) - m_3 g b_3 \cos(\theta_2 + \theta_3)$$

Q14- Déterminer l'expression de $\overline{AE} \cdot \vec{x}_1$ en fonction de θ_2 et θ_3 . Sachant que $\overline{AE} \cdot \vec{x}_1 = L$, en déduire une relation entre θ_2 et θ_3 .

$$\overline{AE} \cdot \vec{x}_1 = (L_2 \vec{z}_2 + L_3 \vec{z}_3) \cdot \vec{x}_1$$

$$= L_2 \sin \theta_2 + L_3 \sin(\theta_2 + \theta_3)$$

Or : $\overline{AE} \cdot \vec{x}_1 = L$ d'où :

$$L = L_2 \sin \theta_2 + L_3 \sin(\theta_2 + \theta_3)$$

Q15- Indiquer la plage de valeurs de θ_2 qui permet au dispositif d'équilibrage une compensation supérieure à 100% des effets de la gravité. En déduire si pour cette plage de valeurs, l'action du motoréducteur de l'axe J_2 du robot sera frein ou moteur si on néglige les effets d'inertie.

D'après le graphe de la Figure 9, $|C_{res}| \geq |C_{pes}|$ pour : $50^\circ < \theta_2 \leq 80^\circ$.

Si on néglige les effets d'inertie, seul C_{res} est pris en compte. L'action du motoréducteur sera motrice sur cette plage de valeurs.

C2- ÉTUDE DU SYSTÈME ARTICULÉ

Q16- Donnez les expressions de A_4 , B_4 , C_4 et E_4 en fonction de A_3 , B_3 , C_3 , E_3 , m_E et L_3 .

D'après l'annexe D.2, $\mathbb{I}(B, 3) = \begin{bmatrix} A_3 & 0 & -E_3 \\ 0 & B_3 & 0 \\ -E_3 & 0 & C_3 \end{bmatrix}_{B_3}$

4 = {bras 3, masse ponctuelle} et $\overrightarrow{BE} = L_3 \overrightarrow{z_3}$

On utilise le théorème de Huygens :

$$\mathbb{I}(B, \text{masse}) = \mathbb{I}(E, \text{masse}) + m_E \begin{bmatrix} L_3^2 & 0 & 0 \\ 0 & L_3^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}_{B_3} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}_{B_3} + m_E \begin{bmatrix} L_3^2 & 0 & 0 \\ 0 & L_3^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}_{B_3}$$

$$\mathbb{I}(B, 4) = \mathbb{I}(B, 3) + \mathbb{I}(B, \text{masse}) = \begin{bmatrix} A_3 + m_E \cdot L_3^2 & 0 & -E_3 \\ 0 & B_3 + m_E \cdot L_3^2 & 0 \\ -E_3 & 0 & C_3 \end{bmatrix}_{B_3}$$

Par identification, il vient :

$$A_4 = A_3 + m_E \cdot L_3^2$$

$$B_4 = B_3 + m_E \cdot L_3^2$$

$$C_4 = C_3$$

$$E_4 = E_3$$

Q17- Définir la position du centre d'inertie G_4 en donnant les expressions de a_4 et b_4 en fonction de a_3 , m_3 , m_E , L_3 et b_3 .

G_4 est le centre d'inertie de 4. On peut donc écrire :

$$m_4 \overrightarrow{BG_4} = m_3 \overrightarrow{BG_3} + m_E \overrightarrow{BE}$$

$$m_4 (a_4 \overrightarrow{z_3} - b_4 \overrightarrow{x_3}) = m_3 (a_3 \overrightarrow{z_3} - b_3 \overrightarrow{x_3}) + m_E L_3 \overrightarrow{z_3}$$

En projection sur $\overrightarrow{x_3}$:

$$\boxed{b_4 = \frac{m_3}{m_4} b_3}$$

En projection sur $\overrightarrow{z_3}$:

$$\boxed{a_4 = \frac{1}{m_4} (m_3 a_3 + m_E L_3)}$$

Q18- Donner l'expression du vecteur vitesse $\vec{V}_{(B,A/0)}$, puis du vecteur $\vec{V}_{(G_4,A/0)}$.

En utilisant la dérivation vectorielle : $\vec{V}_{(B,A/0)} = \left(\frac{d\vec{AB}}{dt} \right)_0 = L_2 \dot{\theta}_2 \vec{x}_2$

La relation de transport des vitesses permet d'écrire :

$$\begin{aligned} \vec{V}_{(G_4,A/0)} &= \vec{V}_{(B,A/0)} + \overrightarrow{G_4B} \wedge \overrightarrow{\Omega_{4/0}} \\ &= L_2 \dot{\theta}_2 \vec{x}_2 - (a_4 \vec{z}_3 - b_4 \vec{x}_3) \wedge (\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3) \\ &= L_2 \dot{\theta}_2 \vec{x}_2 + (\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3)(b_4 \vec{z}_3 + a_4 \vec{x}_3) \end{aligned}$$

On a donc :

$$\boxed{\vec{V}_{(B,A/0)} = L_2 \dot{\theta}_2 \vec{x}_2}$$

$$\boxed{\vec{V}_{(G_4,A/0)} = L_2 \dot{\theta}_2 \vec{x}_2 + (\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3)(b_4 \vec{z}_3 + a_4 \vec{x}_3)}$$

Q19- Donnez l'expression du moment cinétique $\vec{\sigma}_{(B,A/0)}$

$$\begin{aligned} \vec{\sigma}_{(B,A/0)} &= \mathbb{I}(B, A) \cdot \overrightarrow{\Omega_{4/0}} + m_4 \overrightarrow{BG_4} \wedge \vec{V}_{(B,A/0)} \\ &= B_4 (\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3) \vec{y}_3 + m_4 (a_4 \vec{z}_3 - b_4 \vec{x}_3) \wedge L_2 \dot{\theta}_2 \vec{x}_2 \\ &= B_4 (\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3) \vec{y}_3 + m_4 L_2 \dot{\theta}_2 (a_4 \cos \theta_3 + b_4 \sin \theta_3) \vec{y}_3 \end{aligned}$$

Le moment cinétique $\vec{\sigma}_{(B,A/0)}$ vaut donc :

$$\boxed{\vec{\sigma}_{(B,A/0)} = [B_4 (\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3) + m_4 L_2 \dot{\theta}_2 (a_4 \cos \theta_3 + b_4 \sin \theta_3)] \vec{y}_3}$$

Q20- En déduire l'expression du moment dynamique $\vec{\delta}_{(B,A/0)} \cdot \vec{y}_0$

$$\begin{aligned} \vec{\delta}_{(B,A/0)} \cdot \vec{y}_0 &= \left[\left(\frac{d\vec{\sigma}_{(B,A/0)}}{dt} \right)_0 + m_4 \vec{V}_{(B,A/0)} \wedge \vec{V}_{(G_4,A/0)} \right] \cdot \vec{y}_0 \\ &= \frac{d}{dt} (\vec{\sigma}_{(B,A/0)} \cdot \vec{y}_0) + m_4 [\vec{y}_0 \wedge \vec{V}_{(B,A/0)}] \cdot \vec{V}_{(G_4,A/0)} \\ &= B_4 (\ddot{\theta}_2 + \ddot{\theta}_3) + m_4 L_2 \ddot{\theta}_2 (a_4 \cos \theta_3 + b_4 \sin \theta_3) + m_4 L_2 \dot{\theta}_2 \dot{\theta}_3 (-a_4 \sin \theta_3 + b_4 \cos \theta_3) \\ &\quad - m_4 L_2 \dot{\theta}_2 \vec{z}_2 [L_2 \dot{\theta}_2 \vec{x}_2 + (\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3)(b_4 \vec{z}_3 + a_4 \vec{x}_3)] \end{aligned}$$

L'expression du moment dynamique $\vec{\delta}_{(B,A/0)} \cdot \vec{y}_0$ est donc :

$$\boxed{\vec{\delta}_{(B,A/0)} \cdot \vec{y}_0 = B_4 (\ddot{\theta}_2 + \ddot{\theta}_3) + m_4 L_2 \ddot{\theta}_2 (a_4 \cos \theta_3 + b_4 \sin \theta_3) - m_4 L_2 \dot{\theta}_2^2 (-a_4 \sin \theta_3 + b_4 \cos \theta_3)}$$

Q21- Appliquer le théorème du moment dynamique à l'ensemble 4 en projection sur \vec{y}_0 de manière à donner l'expression du couple C_{m3} en fonction des angles θ_2, θ_3 et de leurs dérivées première et seconde, de m_4 , et du moment d'inertie B_4 .

On isole 4.

BAME :

- Action de 2 sur 3 ;
- Action de la pesanteur ;
- Action du moteur C_{m3}

$$\vec{\delta}_{(B,4/0)} \cdot \vec{y}_0 = \sum \overrightarrow{M_{(B,\bar{A} \rightarrow 4)}} \cdot \vec{y}_0 = \left(\overrightarrow{M_{(B,2 \rightarrow 4)}} + \overrightarrow{M_{(B,pes \rightarrow 4)}} + \overrightarrow{M_{(B,mot \rightarrow 4)}} \right) \cdot \vec{y}_0$$

$$\begin{aligned} C_{m3} &= B_4(\ddot{\theta}_2 + \ddot{\theta}_3) + m_4 L_2 \ddot{\theta}_2 (a_4 \cos \theta_3 + b_4 \sin \theta_3) - m_4 L_2 \dot{\theta}_2^2 (-a_4 \sin \theta_3 + b_4 \cos \theta_3) \\ &\quad + m_4 g (\overrightarrow{BG_4} \wedge \vec{z}_0) \cdot \vec{y}_0 \\ &= B_4(\ddot{\theta}_2 + \ddot{\theta}_3) + m_4 L_2 \ddot{\theta}_2 (a_4 \cos \theta_3 + b_4 \sin \theta_3) - m_4 L_2 \dot{\theta}_2^2 (-a_4 \sin \theta_3 + b_4 \cos \theta_3) \\ &\quad - m_4 g (a_4 \vec{z}_3 - b_4 \vec{x}_3) \cdot \vec{x}_0 \end{aligned}$$

L'expression de C_{m3} est donc :

$$C_{m3} = B_4(\ddot{\theta}_2 + \ddot{\theta}_3) + m_4 L_2 \ddot{\theta}_2 (a_4 \cos \theta_3 + b_4 \sin \theta_3) - m_4 L_2 \dot{\theta}_2^2 (-a_4 \sin \theta_3 + b_4 \cos \theta_3) - m_4 g [a_4 \cdot \sin(\theta_2 + \theta_3) - b_4 \cdot \cos(\theta_2 + \theta_3)]$$

Q22- Donner l'expression du moment dynamique $\vec{\delta}_{(A,2/0)}$

$$\vec{\delta}_{(A,2/0)} = \left[\left(\frac{d\vec{\sigma}_{(A,2/0)}}{dt} \right)_0 + m_2 \vec{V}_{(A,2/0)} \wedge \vec{V}_{(G_2,2/0)} \right] \cdot \vec{y}_0$$

Or A est un point fixe. On a donc :

$$\vec{\delta}_{(A,2/0)} = \left(\frac{d\vec{\sigma}_{(A,2/0)}}{dt} \right)_0 = \frac{d}{dt} (\mathbb{I}(A,2) \cdot \overrightarrow{\Omega}_{2/0}) = \frac{d}{dt} (B_2 \dot{\theta}_2 \vec{y}_2) = B_4 \ddot{\theta}_2 \vec{y}_2$$

On a donc :

$$\boxed{\vec{\delta}_{(A,2/0)} = B_4 \ddot{\theta}_2 \vec{y}_2}$$

Q23- Sans calcul, donner la démarche pour déterminer l'expression du couple C_{m2}

On isole {2,4} :

BAME :

- Action de 1 sur 2 ;
- Action de la pesanteur ;
- Action du vérin sur 2.

TMD en A projeté sur $\vec{y}_0 \Rightarrow$ détermination de C_{m2} :

$$C_{m2} + \overrightarrow{M_A(pes \rightarrow 2)} \cdot \vec{y}_0 + \overrightarrow{M_A(pes \rightarrow 4)} \cdot \vec{y}_0 = \vec{\delta}_{(A,2/0)} \cdot \vec{y}_0$$

C.3- FINALISATION DU MODELE

Q24- Donner les expressions des coefficients K_{ni} , n_{i2} , K_{ri} et r_{i2} ($i = 2$ ou 3) des fonctions de transfert $N_2(p)$, $N_3(p)$, $R_2(p)$ et $R_3(p)$ en fonction des coefficients G_j ($j = 0$ à 6).

On applique la Transformée de Laplace aux équations linéarisées :

$$\begin{cases} \Delta C_{m2}(p) = -\Delta C_{res}(p) + G_0 \Delta \theta_2(p) + G_1 \Delta \theta_3(p) + G_2 p^2 \Delta \theta_2(p) + G_3 p^2 \Delta \theta_3(p) \\ \Delta C_{m3}(p) = G_4 [\Delta \theta_2(p) + \Delta \theta_3(p)] + G_5 p^2 \Delta \theta_2(p) + G_6 p^2 \Delta \theta_3(p) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \left[\Delta C_{m2}(p) + \Delta C_{res}(p) - G_1 \left(1 + \frac{G_3}{G_1} p^2 \right) \Delta \theta_3(p) \right] \frac{1/G_0}{1 + \frac{G_2}{G_0} p^2} = \Delta \theta_2(p) \\ \left[\Delta C_{m3}(p) - G_4 \left(1 + \frac{G_5}{G_4} p^2 \right) \Delta \theta_2(p) \right] \frac{1/G_4}{1 + \frac{G_6}{G_4} p^2} = \Delta \theta_3(p) \end{cases}$$

Par identification : $R_2(p) = G_1 \left(1 + \frac{G_2}{G_1} p^2 \right)$ $R_3(p) = G_4 \left(1 + \frac{G_5}{G_4} p^2 \right)$

$N_2(p) = \frac{1/G_0}{1 + \frac{G_2}{G_0} p^2}$ $N_3(p) = \frac{1/G_4}{1 + \frac{G_6}{G_4} p^2}$

$K_{n2} = 1/G_0$

$n_{22} = G_2 / G_0$

$K_{r2} = G_1$

$r_{22} = G_3 / G_1$

$K_{n3} = 1/G_4$

$n_{32} = G_6 / G_4$

$K_{r3} = G_4$

$r_{32} = G_5 / G_4$

Partie **D** – Recherche d'une correction adaptée

Q25- Déterminer l'expression de la fonction de transfert $H_C(p)$ en fonction de $r, K_p, K_m, K_{\theta 12}, K_{res}, K_{n2}, K_{r2}, n_{22}$ et r_{22} . Montrer que l'on peut mettre la fonction de transfert $H_C(p)$ sous la forme :

$$H_C(p) = \frac{K_C}{1 + b_{12} \cdot p^2}$$

Par lecture directe, en considérant $\Delta\theta_{3c}(p) = 0$ et $C_{l2}(p) = K_p$, on peut écrire :

$$\Delta\theta_2(p) = N_2(p) [K_{res} \Delta\theta_2(p) + K_m K_{\theta 12} K_p r^2 (\Delta\theta_{2c}(p) - \Delta\theta_2(p))]$$

$$\Delta\theta_2(p) \left[1 - \frac{K_{res} K_{n2}}{1 + n_{22} p^2} + \frac{K_{n2} K_m K_{\theta 12} K_p r^2}{1 + n_{22} p^2} \right] = \frac{K_{n2} K_m K_{\theta 12} K_p r^2}{1 + n_{22} p^2} \Delta\theta_{2c}(p)$$

$$H_C(p) = \frac{\Delta\theta_2(p)}{\Delta\theta_{2c}(p)} = \frac{K_{n2} K_m K_{\theta 12} K_p r^2}{1 + K_{n2} K_m K_{\theta 12} K_p r^2 - K_{res} K_{n2} + n_{22} p^2}$$

$$H_C(p) = \frac{K_{n2} K_m K_{\theta 12} K_p r^2}{1 + K_{n2} K_m K_{\theta 12} K_p r^2 - K_{res} K_{n2}} \frac{1}{1 + \frac{n_{22}}{1 + K_{n2} K_m K_{\theta 12} K_p r^2 - K_{res} K_{n2}} p^2}$$

$$K_C = \frac{K_{n2} K_m K_{\theta 12} K_p r^2}{1 + K_{n2} K_m K_{\theta 12} K_p r^2 - K_{res} K_{n2}}$$

$$b_{12} = \frac{n_{22}}{1 + K_{n2} K_m K_{\theta 12} K_p r^2 - K_{res} K_{n2}}$$

Q26- Déterminer les pôles de la fonction de transfert $H_C(p)$ en fonction des valeurs de K_p . Justifier le fait qu'une correction proportionnelle est insuffisante dans tous les cas pour assurer la stabilité asymptotique du système.

Avec une correction proportionnelle, on a :

$$H_C(p) = \frac{K_C}{1 - \frac{0,135}{1 - 4 K_p} p^2} = - \frac{K_C (1 - 4 K_p)}{0,135} \frac{1}{p^2 - \frac{1 - 4 K_p}{0,135}}$$

Si $\frac{1-4 K_p}{0,135} > 0$: alors on a deux pôles réels opposés. Si $\frac{1-4 K_p}{0,135} < 0$: alors on a deux pôles imaginaires pur opposés.

Dans les deux cas, les pôles de la fonction de transfert $H_C(p)$ ne seront pas tous à partie réelle strictement négative. $H_C(p)$ modélisant la FTBF du système, il ne pourra donc pas être stable en boucle fermée.

Une correction proportionnelle ne permet donc pas d'assurer la stabilité du système.

Q27- Donner sous forme littérale et canonique l'expression de la fonction de transfert en boucle ouverte $W_{BO}(p) = \frac{\Delta\Omega_2(p)}{\varepsilon(p)}$

Par lecture directe sur la figure 13, on a :

$$W_{BO}(p) = p C_{\omega_2}(p) H_{b_2}(p) = p \frac{-K_{b_2}}{1 - \frac{p^2}{\omega_{b_20}^2}} K_{i\Omega} \left(1 + \frac{1}{T_{i\Omega} p}\right)$$

$$W_{BO}(p) = \frac{-K_{b_2} K_{i\Omega}}{T_{i\Omega}} \frac{1 + T_{i\Omega} p}{1 - \frac{p^2}{\omega_{b_20}^2}}$$

$$W_{BO}(p) = \frac{\Delta\Omega_2(p)}{\varepsilon(p)} = \frac{-K_{b_2} K_{i\Omega}}{T_{i\Omega}} \frac{1 + T_{i\Omega} p}{1 - \frac{p^2}{\omega_{b_20}^2}}$$

Q28- Donner la valeur de $T_{i\Omega}$ permettant cette compensation. Donner les expressions de T_{BO} et $K_{BO\Omega}$.

D'après la question précédente, on a :

$$W_{BO}(p) = \frac{-K_{b_2} K_{i\Omega}}{T_{i\Omega}} \frac{1 + T_{i\Omega} p}{1 - \frac{p^2}{\omega_{b_20}^2}} = \frac{-K_{b_2} K_{i\Omega}}{T_{i\Omega}} \frac{1 + T_{i\Omega} p}{\left(1 - \frac{p}{\omega_{b_20}}\right) \left(1 + \frac{p}{\omega_{b_20}}\right)}$$

Ainsi, pour compenser un des pôles, et obtenir la forme de fonction de transfert demandée, on pose :

$$T_{i\Omega} = \frac{1}{\omega_{b_20}} = 0,33s$$

On a alors :

$$W_{BO}(p) = \frac{-K_{b_2} K_{i\Omega} \omega_{b_20}}{\left(1 - \frac{p}{\omega_{b_20}}\right)}$$

$$T_{BO} = \frac{1}{\omega_{b_20}}$$

$$K_{BO\Omega} = -K_{b_2} K_{i\Omega} \omega_{b_20}$$

Q29- Dans ces conditions, donner l'expression de la fonction de transfert de la boucle de vitesse $W_{BF}(p) = \frac{\Delta\Omega_2(p)}{\Delta\Omega_{2c}(p)}$ en fonction de K_{b_2} , $K_{i\Omega}$, $T_{i\Omega}$ et ω_{b_20} . Déterminer la valeur minimale de $K_{i\Omega}$ en A.s/rad pour obtenir un temps de réponse à 5% de 0.01s (environ 10 fois plus rapide que pour la boucle de position).

A partir de la figure 13, on peut écrire :

$$W_{BF}(p) = \frac{\Delta\Omega_2(p)}{\Delta\Omega_{2c}(p)} = \frac{W_{BO}(p)}{1 + W_{BO}(p)}$$

En utilisant le résultat de la question précédente :

$$W_{BF}(p) = \frac{\frac{-K_{b_2} K_{i\Omega} \omega_{b_20}}{\left(1 - \frac{p}{\omega_{b_20}}\right)}}{1 + \frac{-K_{b_2} K_{i\Omega} \omega_{b_20}}{\left(1 - \frac{p}{\omega_{b_20}}\right)}} = \frac{-K_{b_2} K_{i\Omega} \omega_{b_20}}{1 - K_{b_2} K_{i\Omega} \omega_{b_20} - \frac{p}{\omega_{b_20}}}$$

$$W_{BF}(p) = \frac{\frac{-K_{b2}K_{i\Omega}\omega_{b20}}{1 - K_{b2}K_{i\Omega}\omega_{b20}}}{1 + \frac{p}{\omega_{b20}(K_{b2}K_{i\Omega}\omega_{b20} - 1)}}$$

On remarque une fonction de transfert en boucle fermée du 1^{er} ordre, avec une constante de temps :

$$T_{BF} = \frac{1}{\omega_{b20}(K_{b2}K_{i\Omega}\omega_{b20} - 1)}$$

On désire un temps de réponse à 5% inférieur ou égal à 0,01 s. Il faut donc que :

$$3 T_{BF} \leq 0,01$$

$$\frac{3}{\omega_{b20}(K_{b2}K_{i\Omega}\omega_{b20} - 1)} \leq 0,01$$

$$\frac{300}{\omega_{b20}} \leq (K_{b2}K_{i\Omega}\omega_{b20} - 1) \quad (\text{en supposant } K_{b2}K_{i\Omega}\omega_{b20} - 1 > 0)$$

$$\frac{\frac{300}{\omega_{b20}} + 1}{K_{b2}\omega_{b20}} \leq K_{i\Omega}$$

On a bien minoré $K_{i\Omega}$ et on a donc, comme valeur limite :

$$K_{i\Omega} = \frac{\frac{300}{\omega_{b20}} + 1}{K_{b2}\omega_{b20}}$$

$$W_{BF}(p) = \frac{\frac{-K_{b2}K_{i\Omega}\omega_{b20}}{1 - K_{b2}K_{i\Omega}\omega_{b20}}}{1 + \frac{p}{\omega_{b20}(K_{b2}K_{i\Omega}\omega_{b20} - 1)}}$$

$$K_{i\Omega} = \frac{\frac{300}{\omega_{b20}} + 1}{K_{b2}\omega_{b20}} \approx 800$$

Q30- Déterminer sous forme canonique la fonction de transfert de la boucle de position

$$H_C(p) = \frac{\Delta\theta_2(p)}{\Delta\theta_{2C}(p)}$$

Par lecture directe de la figure 14, on obtient :

$$H_C(p) = \frac{r K_{\theta\Omega} K_{p\theta} K_{2\Omega}}{p} \frac{1}{1 + \frac{r K_{\theta\Omega} K_{p\theta} K_{2\Omega}}{p}}$$

$$H_C(p) = \frac{1}{1 + \frac{p}{r K_{\theta\Omega} K_{p\theta} K_{2\Omega}}}$$

$$H_C(p) = \frac{1}{1 + \frac{p}{r K_{\theta\Omega} K_{p\theta} K_{2\Omega}}}$$

Q31- Déterminer la valeur minimale de $K_{p\theta}$ pour répondre à l'exigence de rapidité.
Conclure par rapport aux autres exigences.

H_C est une fonction de transfert du 1^{er} ordre avec une constante de temps $T_C = \frac{1}{r K_{\theta\Omega} K_{p\theta} K_{2\Omega}}$

Pour répondre à l'exigence de rapidité, on veut $3T_C < 0,1$ s.
Ainsi, on peut écrire :

$$\frac{3}{r K_{\theta\Omega} K_{p\theta} K_{2\Omega}} \leq 0,1$$

Et ainsi, on désire avoir :

$$K_{p\theta} \geq \frac{30}{r K_{\theta\Omega} K_{2\Omega}} = \frac{30}{110 \cdot 1,1} \approx \frac{30}{120} = 0,25$$

$$\boxed{K_{p\theta} \geq 0,25}$$

On vient de régler la rapidité du système.

De plus, la **FTBF** modélisant le comportement global du système étant **d'ordre 1 et de gain unitaire**, la réponse à un échelon ne présentera **pas de dépassement** et **l'erreur statique sera nulle**.

De la même manière, **la FTBO étant un intégrateur**, le système sera forcément stable et présentera une **marge de gain infinie** (ou non définie) et une **marge de phase de 90°**.

La totalité des exigences relatives au suivi de trajectoire sont vérifiées.

Partie E - Etude de la mise en place des rampes de ventouses par le préhenseur

E.1- ETUDE DE LA PHASE DE RAPPROCHEMENT DES BOUTEILLES

Q32- Déterminer l'accélération maximale a_{max} requise et le déplacement total d_{max} en fonction de V_{max} , t_a et t_d .

A partir de la figure 15, on peut écrire : $a_{max} = \frac{V_{max}}{t_a}$

Ainsi que, par un calcul d'aire : $d_{max} = \frac{t_a V_{max}}{2} + (t_d - t_a) V_{max} + \frac{t_a V_{max}}{2} = V_{max} t_d$

$$a_{max} = \frac{V_{max}}{t_a}$$

$$d_{max} = V_{max} t_d$$

Q33- En négligeant les frottements, déterminer la vitesse de translation maximale V_{max} atteignable par les rampes

On a, avec d_{pig} en mètre :

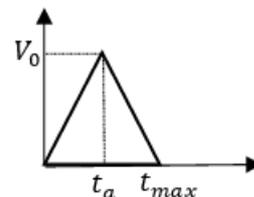
$$V_{max} = \frac{2 \Pi N_{max} d_{pig}}{60 \cdot 2 r_{ed}}$$

$$V_{max} = \frac{2 \cdot \Pi \cdot 4500 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 2 \cdot 16} \approx \frac{0,45 \cdot 25}{16} \approx 0,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$V_{max} = 0,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Q34- Avec un déplacement maximal de 25cm ($d_{max} = 25\text{cm}$) et un temps de déplacement total de 1s ($t_{max} = 1\text{s}$), déterminer l'accélération minimale (a_{min}) permettant d'obtenir $t_d - t_a = 0$

Si $t_d - t_a = 0$, on obtient le profil de vitesse triangulaire suivant :



On a une accélération, a_{min} , et on note la vitesse atteinte V_0 .

On a alors $a_{min} = \frac{V_0}{t_a}$ et par intégration sur le profil triangulaire $d_{max} = V_0 t_a$.

Comme ici $t_a = \frac{t_{max}}{2}$, on peut donc écrire que : $V_0 = \frac{2d_{max}}{t_{max}}$ et $a_{min} = \frac{2V_0}{t_{max}}$

Ainsi :
$$a_{min} = \frac{4d_{max}}{t_{max}^2} = \frac{4 \times 0,025}{1^2} = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Q35- Déterminer l'expression littérale de l'inertie équivalente J_{eq} , ramenée sur l'arbre moteur de la chaîne cinématique permettant la mise en position des rampes.

En isolant la totalité des pièces en mouvement, on peut calculer l'énergie cinétique totale E_{CT} . On a :

$$E_{CT} = \frac{1}{2} \left[J_{mot} \omega_m^2 + J_{red} \omega_m^2 + J_{pou} \frac{\omega_m^2}{r_{ed}^2} + J_{pou} \frac{\omega_m^2}{r_{ed}^2} + (J_{pig} + J_a) \frac{\omega_m^2}{r_{ed}^2} + (m_r + 24m_b) \frac{\omega_m^2 d_{pig}^2}{4 \cdot r_{ed}^2} \right]$$

$$E_{CT} = \frac{\omega_m^2}{2} \left[J_{mot} + J_{red} + \frac{2 \cdot J_{pou} + J_{pig} + J_a}{r_{ed}^2} + \frac{(m_r + 24m_b) d_{pig}^2}{4 \cdot r_{ed}^2} \right]$$

$$J_{eq} = J_{mot} + J_{red} + \frac{2 \cdot J_{pou} + J_{pig} + J_a}{r_{ed}^2} + \frac{(m_r + 24m_b) d_{pig}^2}{4 \cdot r_{ed}^2}$$

Attention : cette expression est littérale. En cas d'application numérique, il faudra prêter une attention particulière aux unités (certaines inerties sont données en $kg \cdot cm^2$, d'autres en $kg \cdot mm^2$)

Q36- Déterminer l'accélération maximale a_{att} atteignable par les rampes de bouteilles avec cet ensemble cinétique. Que peut-on en conclure ?

Avec l'hypothèse de frottements négligés, l'application du théorème de l'énergie puissance à la totalité des pièces en mouvement dans le cas critique amène, la pesanteur n'influant pas dans la phase de rapprochement des bouteilles :

$$J_{eq} \frac{d \omega_m}{dt} = M_{max}$$

Or, on a : $V = \frac{d_{pig}}{2 r_{ed}} \omega_m$

Ainsi, on peut écrire :

$$\frac{dV}{dt} = a_{att} = \frac{d_{pig} M_{max}}{2 r_{ed} J_{eq}}$$

Le document constructeur du moteur choisi donne : $M_{max} = 5,2 N \cdot m$

Ainsi, on a :

$$a_{att} = \frac{50 \cdot 10^{-3} \cdot 5,2}{2 \cdot 16 \cdot 3 \cdot 10^{-4}} \approx \frac{260}{96 \cdot 10^{-1}} \approx 27 m \cdot s^{-2}$$

$$a_{att} = 27 m \cdot s^{-2}$$

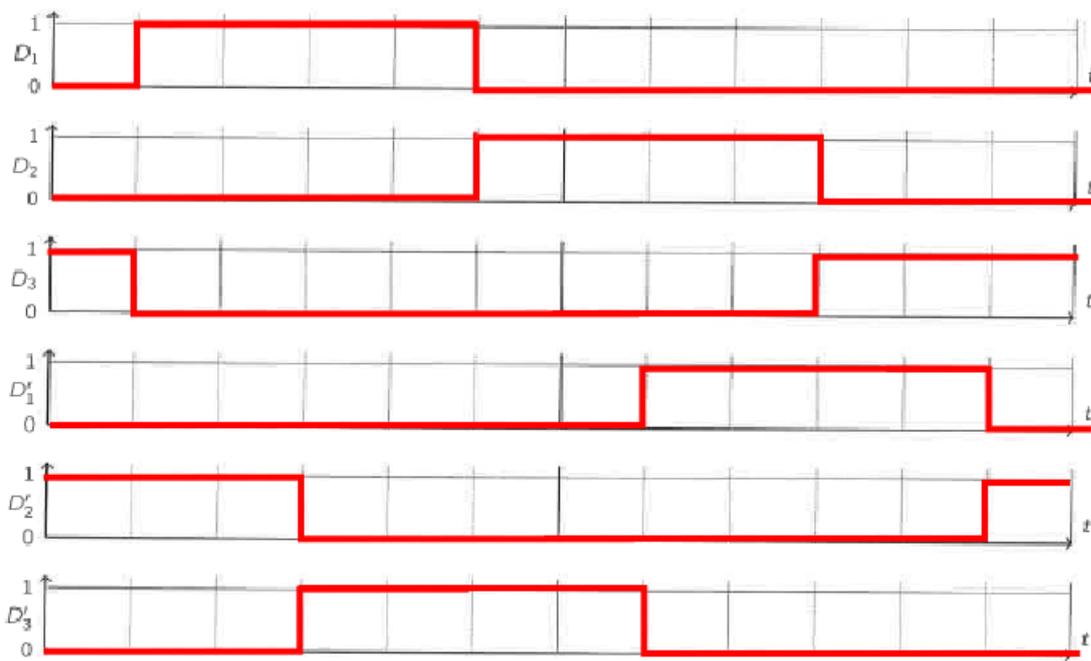
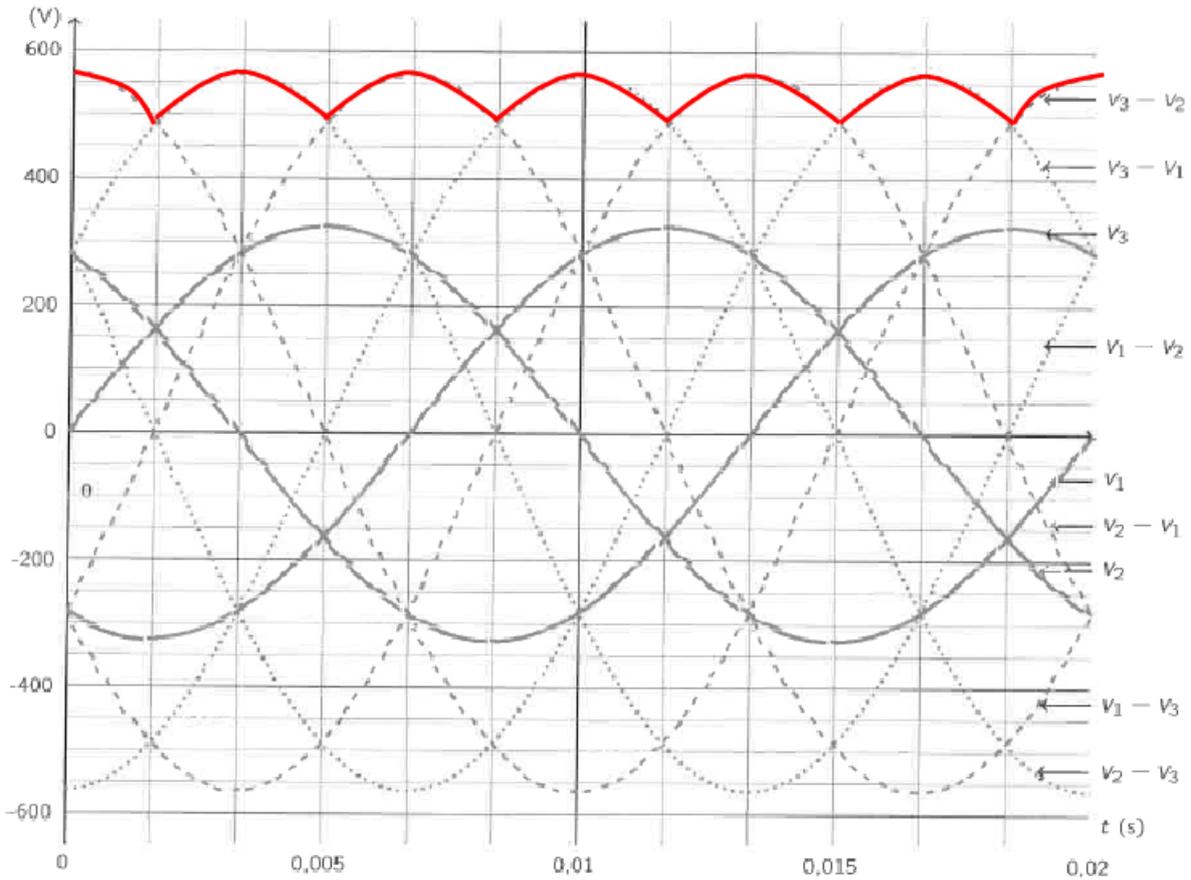
Conclusion :

On a $a_{att} > a_{min}$ (plus de 20 fois plus grand). La motorisation choisie permettra d'obtenir l'accélération voulue, et donc le profil en triangle de vitesse envisagé à la question 34.

E.2- ELABORATION DE LA TENSION CONTINUE

Q37- Tracer le chronogramme associé à l'état de chacune des diodes D_i et D'_i selon que la diode est passante (=1) ou bloquée (=0). Tracer à main levée l'évolution au cours du temps de la différence de potentiel $u_g(t) = V_p(t) - V_m(t)$.

Redressage double alternance triphasé. Des 3 tensions $v_i(t)$, la plus positive rend passante la diode correspondante du haut Des 3 tensions $v_i(t)$, la plus négative rend passante la diode correspondante du bas



Q38- Déterminer l'amplitude d'ondulation $\Delta U_g = U_{gmax} - U_{gmin}$ où U_{gmax} (resp. U_{gmin}) est le maximum (resp. minimum) de la tension $u_g(t)$.

Sur la courbe de l'évolution temporelle de la tension $u_g(t)$, on remarque que :

- $U_{gmax} = v_3(0) - v_2(0) = V\sqrt{2} \left(\sin \frac{-4\pi}{3} - \sin \frac{-2\pi}{3} \right) = V\sqrt{2} \left(\frac{\sqrt{3}}{2} + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) = V\sqrt{6}$
- $U_{gmin} = v_1(0,005) - v_2(0,005) = V\sqrt{2} \left(\sin \frac{\pi}{2} - \sin \frac{-\pi}{6} \right) = V\sqrt{2} \frac{3}{2}$

Ainsi, on a :

$$\Delta U_g = U_{gmax} - U_{gmin} = V\sqrt{6} \left(1 - \frac{\sqrt{3}}{2} \right)$$

$$\Delta U_g = V\sqrt{6} \left(1 - \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \approx 75 \text{ V}$$

E.3- ETUDE DE L'ONDULEUR

Q39- Quelle relation doivent vérifier f_i et f'_i ? justifier.

Afin d'assurer le bon fonctionnement du dispositif, on doit s'assurer :

- de ne pas court-circuiter la source : $f_i \cdot f'_i = 0$
- de ne pas forcer une discontinuité de courant dans les phase : $f_i + f'_i = 1$

On doit ainsi avoir :

$$f_i \oplus f'_i = 1$$

Q40- Déterminer la valeur moyenne u_{i0moy} de $u_{i0}(t)$ en fonction de V_{Tmax} , de V_{si} et de U_0

D'après l'annexe E.2, on peut écrire, selon le théorème de Thalès :

$$\frac{V_{Tmax} - V_{si}}{2 V_{Tmax}} = \frac{2 T_C}{T_T}$$

De plus, on a :

$$u_{imoy} = \frac{U_0}{T_T} [-T_C + (T_T - 2T_C) + (-T_C)] = \frac{U_0(T_T - 4T_C)}{T_T}$$

$$u_{imoy} = U_0 \left(1 - \frac{V_{Tmax} - V_{si}}{V_{Tmax}} \right) = \frac{U_0 V_{si}}{V_{Tmax}}$$

$$u_{i0moy} = \frac{U_0 V_{si}}{V_{Tmax}}$$

E.4- ETUDE DE L'ADEQUATION ENTRE LE POINT DE FONCTIONNEMENT ET L'ALIMENTATION PROPOSEE

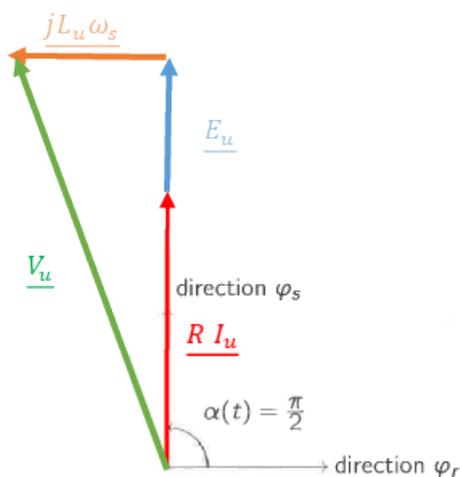
Q41- Quelle condition lie ω_m , p et ω_s pour que le flux inducteur soit constamment perpendiculaire ($\alpha(t) = \frac{\pi}{2}$) au flux induit ?

Afin de respecter la perpendicularité des flux inducteur et induit, il faut que :

$$\omega_m = \frac{\omega_s}{p}$$

Q42- Tracer l'allure du diagramme de Fresnel de la loi des mailles du modèle monophasé équivalent. Une figure à l'échelle n'est pas exigée.

A partir de la loi des mailles aux bornes du modèle monophasé, on peut dessiner :



Q43- A l'aide de la **figure 16** donnant la courbe couple/intensité du moteur brushless ainsi que ses caractéristiques, déterminer, dans les conditions de l'étude, l'intensité efficace d'alimentation I_u de la branche u .

D'après la figure 16, on peut écrire pour la motorisation utilisée :

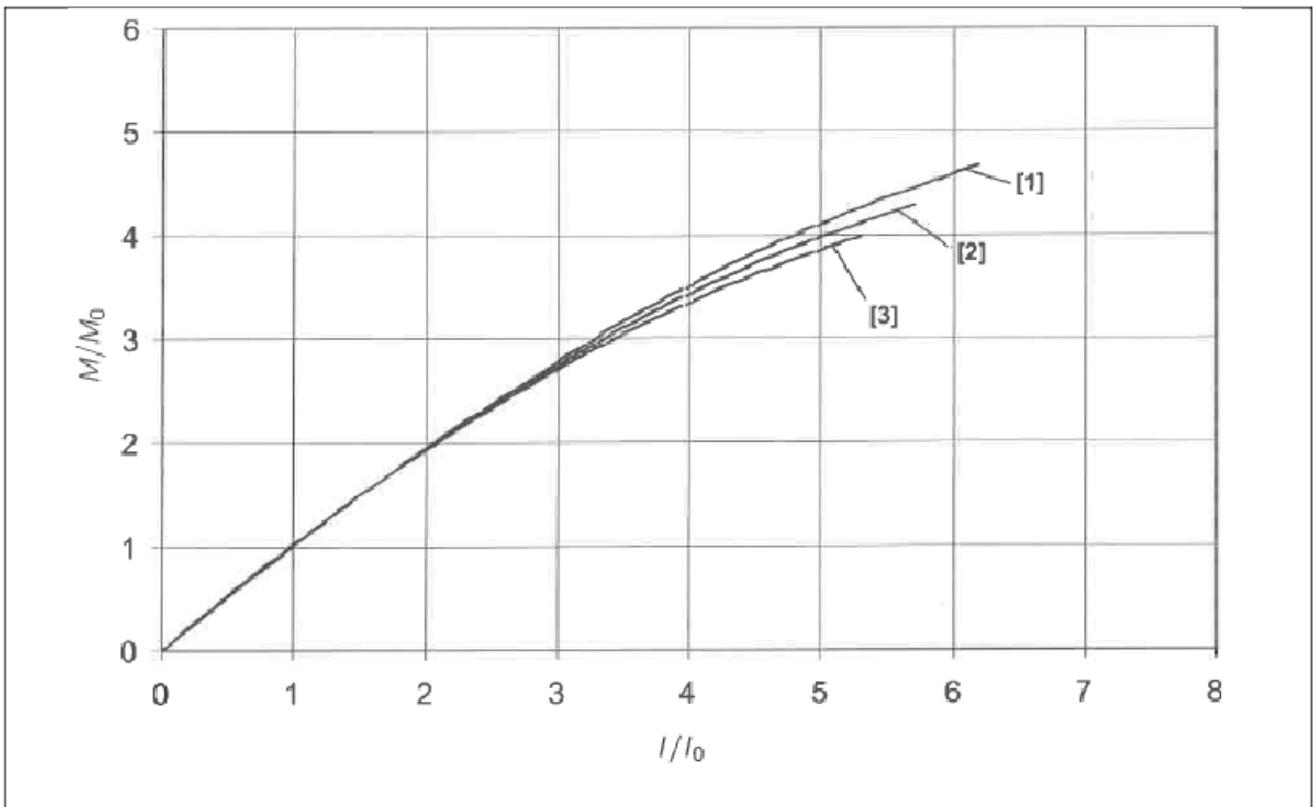
$$\frac{M}{M_0} = \frac{f_v \omega_{mmax}}{M_0} = \frac{3,2}{1,3} \approx 2,5$$

Ainsi, on trouve sur la courbe de la figure 16 que :

$$\frac{I}{I_0} \approx 2,6$$

Et comme $I_0 = 1,32 \text{ A}$ pour notre motorisation, on trouve une valeur efficace de I_u, I_{eff} :

$$I_{eff} = 3,2 \text{ A}$$



Q44- Déterminer la valeur efficace de la tension d'alimentation \underline{V}_u de la branche u . Cette tension est-elle envisageable avec le variateur choisi, sachant que le variateur peut appliquer une tension V_{iN} de valeur efficace maximale 250V ?

- A vide, la figure 16 et la figure 20 permettent d'écrire :

$$E_{eff, vide} = U_{p0 cold} = K_E \cdot \omega_{vide}$$

Ainsi, on a :

$$K_E = \frac{U_{p0 cold}}{\omega_{vide}} = \frac{62 \cdot 60}{1000 \cdot 2 \cdot \Pi} \approx 0,62 \text{ V} \cdot \text{s}^{-1}$$

- De plus, la loi des mailles en valeur efficace amène :

$$V_{u, eff} = R_u I_{eff} + L_u \omega_s I_{eff} + K_E \omega_m$$

$$V_{u, eff} = 11,6 \cdot 3,2 + 37 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 80 \cdot 3,2 + 0,62 \cdot 80$$

$$\boxed{V_{u, eff} \approx 100 \text{ V}}$$

On a :

$$\boxed{V_{u, eff} < V_{iN}}$$

Le dispositif d'alimentation est bien dimensionné.