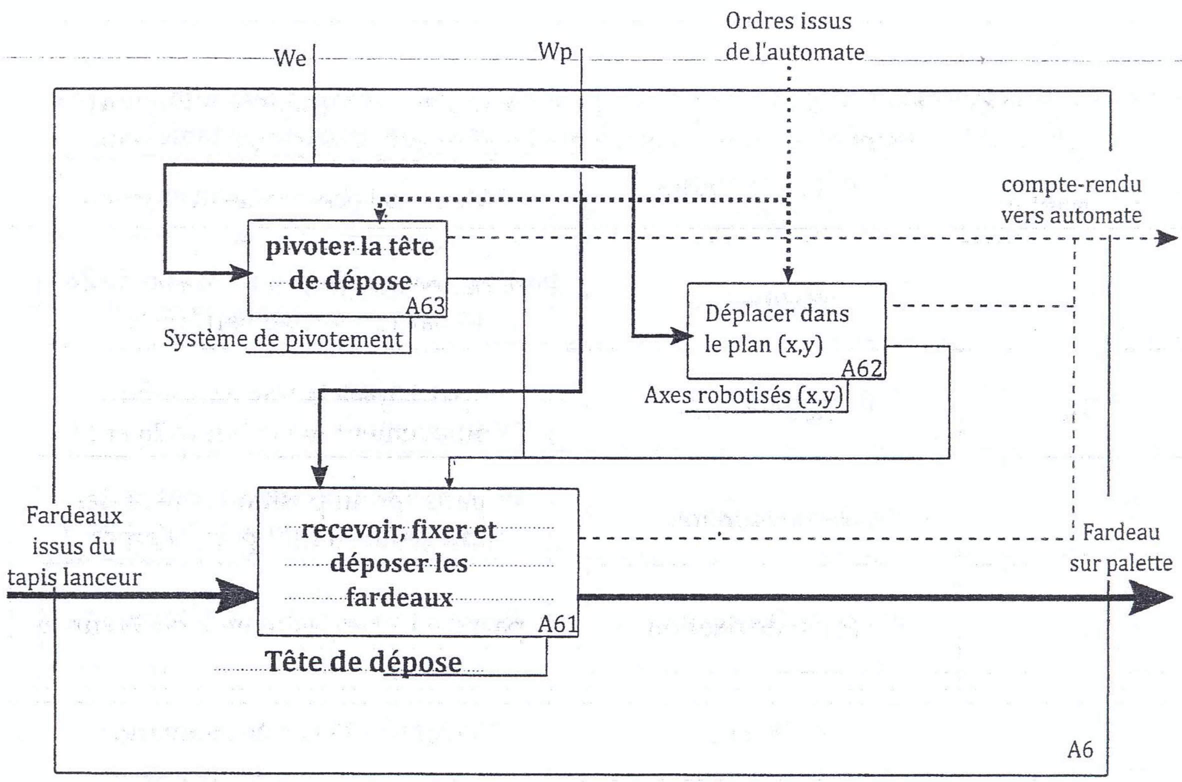
Partie A

Conception mécanique

1 Analyse fonctionnelle

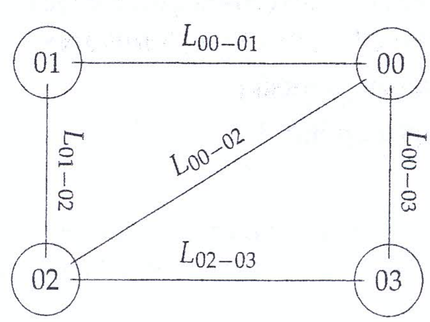
A.1: Compléter le diagramme SADT niveau A6 de l'unité de dépose en :
- inscrivant les expressions adéquates à la place des pointillés,
- en complétant les chemins des énergies "We" et "Wp" et celui des ordres.



Unité de dépose

2 Communication technique

A.2: Analyser le schéma cinématique de la figure 5 du dossier *"Mise en situation, Données et Hypothèses"*, tracer alors le graphe de liaison de la chaine de transmission.



L_{00-01} : liaison pivot d'axe $(A_{01}, \vec{x})$

L_{00-02} : liaison pivot d'axe $(A_{02}, \vec{z})$

L_{00-03} : liaison pivot d'axe $(A_{03}, \vec{z})$

L_{01-02} : liaison engrenage en (A_{12})

L_{02-03} : liaison linéaire rectiligne d'axe $(A_{23}, \vec{z})$, ou liaison engrenage en (A_{23})

A.3: Utiliser le document technique "DT-02" pour identifier les composants indiqués par leur numéro. Préciser leurs rôles dans la chaine de transmission. Compléter le tableau.

Composant N°	Nom technologique du composant	Rôle dans la chaine de transmission
23	Roulement	participe au guidage en rotation de 26 par rapport au bâti (35-19)
24	Roue dentée	participe à la transmission du mouvement de rot. entre 26 et 17
27	bague entretoise	participe au positionnement des roulements par rapport à l'arbre 26
32	écrou de fixation	participe à l'encastrement de 33 sur 26
39	clavette	bloquer 33 sur 26 en rotation

Partie B

Mécanique des solides indéformables

1 Etude cinématique et géométrique

B.1: Utiliser les repères liés aux bras pour déterminer les torseurs cinématiques, représentant les mouvements par rapport au bâti (0), des solides suivants :

a. du bras (1) au point O puis au point C

b. du bras (2) au point A puis au point B a.

$$\{\mathcal{V}_{1/0}\}_O = \begin{Bmatrix} \vec{\Omega}_{1/0} & \vec{V}_{O\in 1/0} \end{Bmatrix}_O = \{\ \dot{\alpha}\vec{y}_0 \quad \vec{0}\ \}_O$$

au point C :

$$\{\mathcal{V}_{1/0}\}_C = \begin{Bmatrix} \vec{\Omega}_{1/0} & \vec{V}_{C\in 1/0} \end{Bmatrix}_C = \{\ \dot{\alpha}\vec{y}_0 \quad R\dot{\alpha}\vec{x}_1\ \}_C$$

$\{\mathcal{V}_{1/0}\}_O = \{\ \dot{\alpha}\vec{y}_0 \quad \vec{0}\ \}_O$	$\{\mathcal{V}_{1/0}\}_C = \{\ \dot{\alpha}\vec{y}_0 \quad R\dot{\alpha}\vec{x}_1\ \}_C$

b.

$$\{\mathcal{V}_{2/0}\}_A = \begin{Bmatrix} \vec{\Omega}_{2/0} & \vec{V}_{A\in 2/0} \end{Bmatrix}_A = \{\ -\dot{\alpha}\vec{y}_0 \quad \vec{0}\ \}_A$$

au point B :

$$\{\mathcal{V}_{2/0}\}_B = \begin{Bmatrix} \vec{\Omega}_{2/0} & \vec{V}_{B\in 2/0} \end{Bmatrix}_B = \{\ -\dot{\alpha}\vec{y}_0 \quad -R\dot{\alpha}\vec{x}_2\ \}_B$$

$\{\mathcal{V}_{2/0}\}_A = \{\ -\dot{\alpha}\vec{y}_0 \quad \vec{0}\ \}_A$	$\{\mathcal{V}_{2/0}\}_B = \{\ -\dot{\alpha}\vec{y}_0 \quad -R\dot{\alpha}\vec{x}_2\ \}_B$

B.2: Déterminer le vecteur $\left.\frac{d\vec{BC}}{dt}\right]_{\mathcal{R}_0}$

a. Par dérivation directe

b. En utilisant les vitesses $\vec{V}_{B/\mathcal{R}_0}$ et $\vec{V}_{C/\mathcal{R}_0}$

a.

par dérivation directe

$$\left.\frac{d\vec{BC}}{dt}\right]_{\mathcal{R}_0} = \dot{\lambda}\vec{x}_0$$

b.

$$\left.\frac{d\vec{BC}}{dt}\right]_{\mathcal{R}_0} = \left.\frac{d[\vec{BA}+\vec{AO}+\vec{OC}]}{dt}\right]_{\mathcal{R}_0} = \vec{V}_{C/\mathcal{R}_0} - \vec{V}_{B/\mathcal{R}_0} = R\dot{\alpha}(\vec{x}_1 + \vec{x}_2)$$

$$\left.\frac{d\vec{BC}}{dt}\right]_{\mathcal{R}_0} = R\dot{\alpha}(\vec{x}_1 + \vec{x}_2)$$

B.3: Déterminer la vitesse représentant la variation de la longueur du vérin (V1) en fonction de la vitesse angulaire du bras (1). Donner un nom à cette relation.

L'égalité des expressions donne ce qu'on appelle "loi entrée sortie cinématique" :

$$\boxed{\dot{\lambda} = 2R\dot{\alpha}\cos\alpha}$$

B.4: Déterminer la vitesse de G_1 par rapport au bâti, l'exprimer dans la base $\mathcal{B}_1 = (\vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$.

$$\vec{V}_{G_1/\mathcal{R}_0} = \vec{\Omega}_{1/0} \wedge \overrightarrow{OG_1} = \vec{\Omega}_{1/0} \wedge (-a\vec{x}_1 + b\vec{z}_1) = a\dot{\alpha}\vec{z}_1 + b\dot{\alpha}\vec{x}_1$$

$$\boxed{\vec{V}_{G_1/\mathcal{R}_0} = a\dot{\alpha}\vec{z}_1 + b\dot{\alpha}\vec{x}_1}$$

B.5: Déterminer l'accélération du centre d'inertie G_1 par rapport au bâti, on retiendra l'hypothèse : $\omega = \text{Cte}$, l'exprimer dans la base $\mathcal{B}_1 = (\vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$.

$$\vec{\Gamma}_{G_1/\mathcal{R}_0} = \left.\frac{\mathrm{d}[a\dot{\alpha}\vec{z}_1 + b\dot{\alpha}\vec{x}_1]}{\mathrm{d}t}\right|_{\mathcal{R}_0} = a\dot{\alpha}^2\vec{x}_1 - b\dot{\alpha}^2\vec{z}_1 = \omega^2(a\vec{x}_1 - b\vec{z}_1)$$

$$\boxed{\vec{\Gamma}_{G_1/\mathcal{R}_0} = \omega^2(a\vec{x}_1 - b\vec{z}_1)}$$

B.6: Utiliser la chaine cinématique 2-0-1 pour exprimer λ en fonction de L_0, R, L et α. Donner un nom à cette relation.

$\overrightarrow{BC} = \overrightarrow{BA} + \overrightarrow{AO} + \overrightarrow{OC} = R(\vec{z}_1 - \vec{z}_2) + L\vec{x}_0 = (2R\sin\alpha + L)\vec{x}_0$
On montre : $L_0 + \lambda = 2R\sin\alpha + L$ soit $\lambda = 2R\sin\alpha + L - L_0$
La relation traduit la loi entrée-sortie de la pince (loi géométrique)

$$\boxed{\lambda = 2R\sin\alpha + L - L_0}$$

B.7: En considérant la position fermée de la pince pour laquelle λ s'annule ($\lambda = 0$), quelle serait la relation entre α_0 et L_0 ? Exprimer λ en fonction de R, α et α_0.

Lorsque la pince est fermée on aura : $L_0 = 2R\sin\alpha_0 + L$ soit : $\sin\alpha_0 = \frac{L-L_0}{2R}$
La loi entrée sortie devient :

$$\boxed{\lambda = 2R(\sin\alpha - \sin\alpha_0)}$$

B.8: Exprimer, en fonction de α, β, θ, r, d et L les relations traduisant la fermeture de la chaine : 0-2-5-1-0. En déduire l'expression de tgθ en fonction du déplacement angulaire α et des données géométriques β, r, d et L.

La fermeture de la chaine est traduite par la relation vectorielle :

$$\overrightarrow{AD}+\overrightarrow{DE}+\overrightarrow{EO}+\overrightarrow{OA}=r[\sin(\alpha+\beta)\vec{x}_0-\cos(\alpha+\beta)\vec{z}_0]+d(\cos\theta\vec{x}_0+\sin\theta\vec{z}_0)$$
$$+r(\cos\alpha\vec{x}_0-\sin\alpha\vec{z}_0)-Lx_0=\vec{0}$$

On en déduit : $r\sin(\alpha+\beta)+d\cos\theta+r\cos\alpha=L$

et $-r\cos(\alpha+\beta)+d\sin\theta-r\sin\alpha=0$

Ainsi : $$\mathrm{tg}\theta=\frac{r[\cos(\alpha+\beta)+\sin\alpha]}{L-r[\sin(\alpha+\beta)+\cos\alpha]}$$

$$\boxed{\mathrm{tg}\theta=\frac{r[\cos(\alpha+\beta)+\sin\alpha]}{L-r[\sin(\alpha+\beta)+\cos\alpha]}}$$

2 Étude dynamique

B.9: Préciser la forme de la matrice d'inertie du bras (1), au point O, l'exprimer dans la base $\mathcal{B}_1=(\vec{x}_1,\vec{y}_1,\vec{z}_1)$.

$$[I_O(1)]_{\mathcal{B}_1}=\begin{bmatrix} A_1 & 0 & -E_1 \\ 0 & I_1 & 0 \\ -E_1 & 0 & C_1 \end{bmatrix}_{(\vec{x}_1,\vec{y}_1,\vec{z}_1)}$$

B.10: Simplifier l'écriture de $\vec{\mathscr{R}}(5\to1)$ en introduisant le déplacement angulaire θ et en l'exprimant dans la base $\mathcal{B}_0=(\vec{x}_0,\vec{y}_0,\vec{z}_0)$.

$$\boxed{\vec{\mathscr{R}}(5\to1)=F_E(\cos\theta\vec{x}_0+\sin\theta\vec{z}_0)}$$

B.11: Déterminer le torseur dynamique au point O du bras 1 dans son mouvement par rapport au caisson (0) en l'exprimant dans la base $\mathcal{B}_1$.

$$\{\mathscr{D}_{1/0}\} = \left\{ \begin{matrix} m_1 \vec{\Gamma}_{G_1/0} & \vec{\delta}_O(1/0) \end{matrix} \right\}_O = \left\{ \begin{matrix} m_1 \vec{\Gamma}_{G_1/0} & \vec{0} \end{matrix} \right\}_O$$

en effet O est fixe dans $\mathcal{R}_0$,

donc $\vec{\delta}_O(1/0) = \left.\dfrac{d[\vec{\sigma}_O(1/0)]}{dt}\right]_{\mathcal{R}_0}$

avec $\vec{\sigma}_O(1/0) = I_1 \omega \vec{y}_0$

par railleurs $m_1 \vec{\Gamma}_{G_1/\mathcal{R}_0} = m_1 \omega^2 (a\vec{x}_1 - b\vec{z}_1)$

ainsi :

$$\boxed{\{\mathscr{D}_{1/0}\}_O = \{\ m_1\omega^2(a\vec{x}_1 - b\vec{z}_1) \quad \vec{0}\ \}_O}$$

B.12: Déterminer la résultante de toutes les forces extérieures s'exerçant sur le bras (1).

$\vec{\mathscr{R}}(\bar{1}\to 1) = \vec{P}_1 + \vec{\mathscr{R}}(5\to 1) + \vec{\mathscr{R}}(4\to 1) + \vec{\mathscr{R}}(0\to 1)$

$\vec{\mathscr{R}}(\bar{1}\to 1) \cdot \vec{x}_0 = X_0 + F_C + F_E \cos\theta$

$\vec{\mathscr{R}}(\bar{1}\to 1) \cdot \vec{z}_0 = Z_0 + F_E \sin\theta + m_1 g$

$$\boxed{\vec{\mathscr{R}}(\bar{1}\to 1) \cdot \vec{x}_0 = X_0 + F_C + F_E \cos\theta}$$

$$\boxed{\vec{\mathscr{R}}(\bar{1}\to 1) \cdot \vec{z}_0 = Z_0 + F_E \sin\theta + m_1 g}$$

B.13: Déterminer le moment résultant, au point O, de toutes les forces extérieures s'exerçant sur le bras (1).

$\vec{\mathscr{M}}_O(\bar{1}\to 1) = \vec{\mathscr{M}}_O(P_1\to 1) + \vec{\mathscr{M}}_O(4\to 1) + \vec{\mathscr{M}}_O(5\to 1)$

$\vec{\mathscr{M}}_O(P_1\to 1) = \overrightarrow{OG_1} \wedge \vec{P}_1 = (-a\vec{x}_1 + b\vec{z}_1) \wedge m_1 g \vec{z}_0 = m_1 g (a\cos\alpha - b\sin\alpha)\vec{y}_0$

$\vec{\mathscr{M}}_O(4\to 1) = \overrightarrow{OC} \wedge \vec{\mathscr{R}}(4\to 1) = R\vec{z}_1 \wedge F_C \vec{x}_0 = R F_C \cos\alpha \vec{y}_0$

$$\vec{\mathcal{M}}_O(5\to 1) = \overrightarrow{OE} \wedge \vec{\mathcal{R}}(5\to 1) = -r\vec{x}_1 \wedge F_E(\cos\theta\vec{x}_0 + \sin\theta\vec{z}_0)$$
$$= -r(\cos\alpha\vec{x}_0 + \sin\alpha\vec{z}_0) \wedge F_E(\cos\theta\vec{x}_0 + \sin\theta\vec{z}_0)$$

Ainsi on aura : $\vec{\mathcal{M}}_O(5\to 1) = rF_E\sin(\theta+\alpha)\vec{y}_0$

$$\boxed{\vec{\mathcal{M}}_O(\bar{1}\to 1) = [m_1 g(a\cos\alpha - b\sin\alpha) + RF_C\cos\alpha + rF_E\sin(\theta+\alpha)]\vec{y}_0}$$

B.14: Écrire l'équation qui découle du théorème du moment dynamique appliqué au bras (1) dans son mouvement par rapport au caisson.

$$\boxed{m_1 g(a\cos\alpha - b\sin\alpha) + RF_C\cos\alpha + rF_E\sin(\theta+\alpha) = 0}$$

B.15: En déduire la relation exprimant F_E en fonction de F_C, R, r, a, b, m_1, α et θ.

$$\boxed{F_E = \frac{m_1 g(b\sin\alpha - a\cos\alpha) - RF_C\cos\alpha}{r\sin(\theta+\alpha)}}$$

B.16: La condition de non alignement de la biellette (5) avec le segment $[O, E]$ est exprimée par : $0 < \alpha + \theta < \pi$. Dans la position fermée de la pince, l'effort de la tige s'annule ($F_C = 0$). Pour éviter la collision des extrémités inférieures de la pince, la biellette doit travailler en compression ($F_E \geq 0$). Traduire ces conditions en précisant la valeur minimale α_0 associée à la position fermée de la pince.

Pour satisfaire toutes les conditions : biellette (5) sollicitée en compression, non alignement et pince fermée, il est nécessaire d'imposer :

$$m_1 g b \sin\alpha - m_1 g a \cos\alpha \geq 0$$

$$\mathrm{tg}\alpha \geq \frac{a}{b}$$

la valeur minimale de α est α_0 avec

$$\boxed{\alpha_0 = \mathrm{arctg}\left[\frac{a}{b}\right]}$$

B.17: Déterminer l'effort développé par la tige (4), lorsque la biellette n'est pas chargée.

$$F_C = \frac{m_1 g}{R}(b\,\mathrm{tg}\alpha - a) = \frac{m_1 g b}{R}(\mathrm{tg}\alpha - \mathrm{tg}\alpha_0)$$

$$\boxed{F_C = \frac{m_1 g b}{R}(\mathrm{tg}\alpha - \mathrm{tg}\alpha_0)}$$

B.18: Écrire les équations dynamiques qui découlent du théorème de la résultante dynamique appliquée au bras (1) dans son mouvement par rapport au caisson (0).

$$m_1 \vec{\Gamma}_{G_1/\mathcal{R}_0} = m_1 \omega^2 (a\vec{x}_1 - b\vec{z}_1) = \vec{\mathscr{R}}(\bar{1}\to 1)$$

ce qui donne

$$m_1\omega^2(a\cos\alpha - b\sin\alpha) = X_0 + F_C + F_E\cos\theta$$

$$-m_1\omega^2(a\sin\alpha + b\cos\alpha) = Z_0 + F_E\sin\theta + m_1 g$$

B.19: Déterminer les efforts transmis par la liaison du bras (1) avec le caisson(0).

$$m_1\omega^2(a\cos\alpha - b\sin\alpha) - F_C - F_E\cos\theta = X_0$$

$$-m_1\omega^2(a\sin\alpha + b\cos\alpha) - F_E\sin\theta - m_1 g = Z_0$$

$$\boxed{X_0 = m_1\omega^2(a\cos\alpha - b\sin\alpha) - F_C - F_E\cos\theta}$$

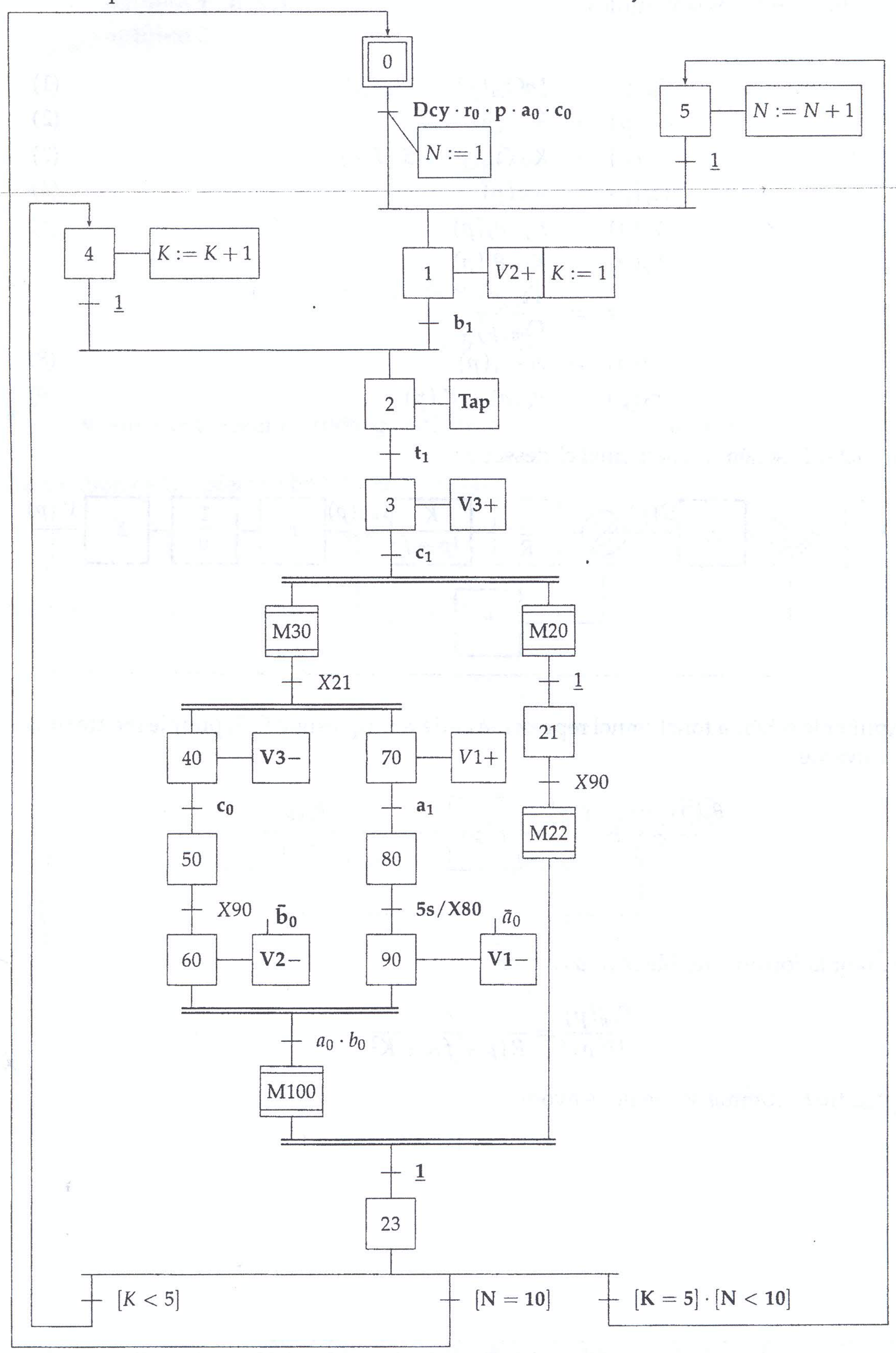
$$\boxed{Z_0 = -m_1\omega^2(a\sin\alpha + b\cos\alpha) - F_E\sin\theta - m_1 g}$$

Partie C

Automatique

1 Étude de FP : Déposer les fardeaux sur la palette

C.1: Compléter le Grafcet décrivant le fonctionnement du système.



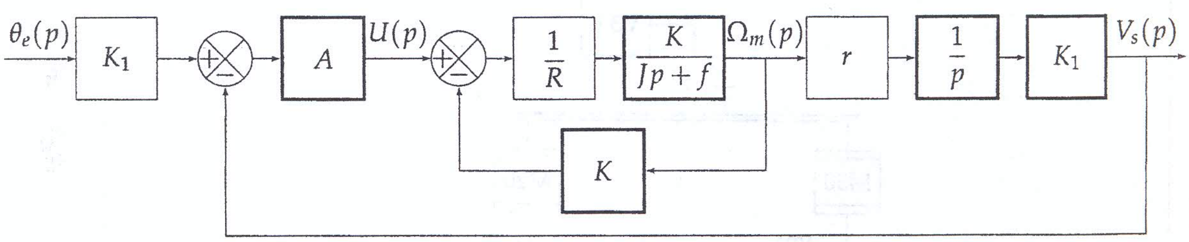
2 Étude du Positionnement de la tête de dépose.

2.1 Commande du système simplifié (inductance $L = 0$)

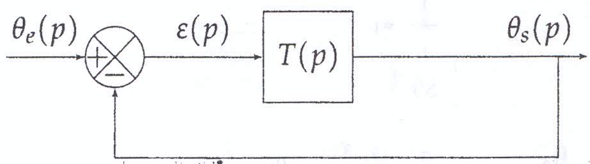
C.2: Écrire les équations du système de (1) à (9) dans le domaine de Laplace en supposant que les conditions initiales sont nulles.

$$
\begin{aligned}
C_m(p) &= Jp\Omega_m(p) + f\Omega_m(p) && (1)\\
C_m(p) &= K \cdot I(p) && (2)\\
U(p) &= K \cdot \Omega_m(p) + R \cdot I(p) && (3)\\
\Omega_s(p) &= p\theta_s(p) && (4)\\
V_s(p) &= K_1 \cdot \theta_s(p) && (5)\\
V_e(p) &= K_1 \cdot \theta_e(p) && (6)\\
r &= \frac{\Omega_s(p)}{\Omega_m(p)} && (7)\\
U(p) &= A \cdot \varepsilon_1(p) && (8)\\
\varepsilon_1(p) &= V_e(p) - V_s(p) && (9)
\end{aligned}
$$

C.3: Compléter le schéma fonctionnel ci-dessous :



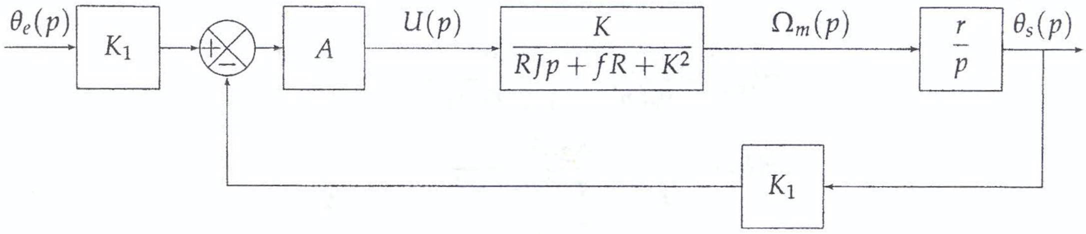
C.4: Simplifier le schéma fonctionnel représenté ci-dessus (question C.3) pour le mettre sous la forme suivante :



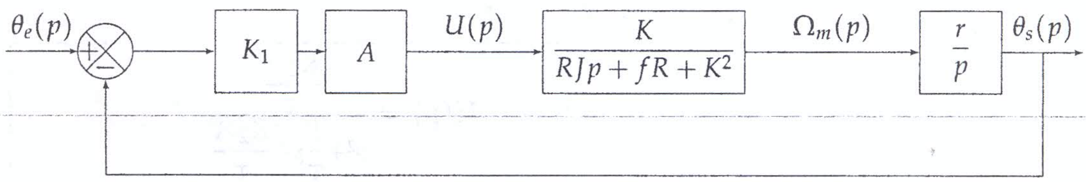
En appliquant la formule de Black nous avons :

$$\frac{\Omega_m(p)}{U(p)} = \frac{K}{RJp + fR + K^2}$$

Pour apparaitre θ_s comme sortie nous avons :



Pour avoir le retour unitaire :



C.5: Donner l'expression de $T(p)$.

$$T(p) = \frac{r.K.K_1.A}{p(RJp + fR + K^2)}$$

C.6: Écrire $T(p)$ sous la forme : $T(p) = \frac{K_2 A}{p(1+\tau p)}$. Donner les expressions de K_2 et τ.

$$T(p) = \frac{r.K.K_1.A}{p(RJp + fR + K^2)} = \frac{\frac{r.K.K_1}{fR+K^2}A}{p(1 + \frac{RJ}{fR+K^2}p)}$$

$$K_2 = \frac{r.K.K_1}{fR + K^2}$$

,

$$\tau = \frac{RJ}{fR + K^2}$$

C.7: Montrer que la fonction de transfert en boucle fermée, s'écrivant en fonction de K_2, τ et A peut se mettre sous la forme :

$$H(p) = \frac{\theta_s(p)}{\theta_e(p)} = \frac{\omega_0^2}{p^2 + 2m\omega_0 p + \omega_0^2}$$

$$H(p) = \frac{\theta_s(p)}{\theta_e(p)} = \frac{T(p)}{1+T(p)}$$

$$H(p) = \frac{K_2.A}{p(1+\tau p)+K_2 A}$$

$$= \frac{\frac{K_2.A}{\tau}}{p^2+\frac{1}{\tau}p+\frac{K_2 A}{\tau}}$$

$$\boxed{H(p) = \frac{\frac{K_2.A}{\tau}}{p^2+\frac{1}{\tau}p+\frac{K_2 A}{\tau}}}$$

C.8: Préciser les expressions de la pulsation propre non amortie du système ω_0 et du coefficient d'amortissement m en fonction de K_2, τ et A.

$$\omega_0^2 = \frac{K_2 A}{\tau} \quad ; \quad 2m\omega_0 = \frac{1}{\tau}$$

$$\boxed{\omega_0 = \sqrt{\frac{K_2 A}{\tau}}} \qquad \boxed{m = \frac{0,5}{\sqrt{\tau K_2 A}}}$$

C.9: Si $K_2 = 0.4$ et $\tau = 0.2s$, pour quelle valeur de «A» a-t-on : $\omega_0 = 6rad/s$?

$$A = \frac{\omega_0^2 \tau}{K_2}$$

$$\boxed{A = 18}$$

C.10: En déduire la valeur du coefficient d'amortissement m.

$$m = \frac{0,5}{\omega_0 \tau}$$

$$\boxed{m = 0,41}$$

C.11: Calculer l'amplitude et l'instant du premier dépassement $D\%$ et T_{pic}.

$$D\% = 100\exp(-\frac{\pi m}{\sqrt{1-m^2}})$$

$$T_{pic} = \frac{\pi}{\omega_0\sqrt{1-m^2}}$$

$D\% = 24,36$	$T_{pic} = 0,47$

C.12: A partir du résultat de la question C.9, calculer l'erreur statique de position et celle de traînage unitaires de la boucle de commande, $\varepsilon_p(\infty)$ et $\varepsilon_v(\infty)$.

La fonction de transfert en boucle ouverte est :

$$T(p) = \frac{K_2 A}{p(1+\tau p)} = \frac{7,2}{p(1+\tau p)}$$

Le système est donc de classe 1 ce qui donne les résultats suivants :

$\varepsilon_p(\infty) = 0$	$\varepsilon_v(\infty) = \frac{1}{7,2} = 0,14$

C.13: Sur la base des exigences du cahier des charges, commenter les résultats des questions C.11 et C.12.

Compte tenu des résultats des questions C.11 et C.12, nous remarquons que :

— le dépassement n'est pas nul,

— l'erreur de trainage n'est pas inférieure à 10%

Ces deux constats font que la régulation proportionnelle du système étudié n'est pas satisfaisante vis à vis du cahier des charge.

2.2 Commande du système non simplifié (inductance $L \neq 0$)

C.14: En se référant à la table 3 du «Dossier Mise en situation, Données et Hypothèses» et sur la base des marges de stabilité, conclure quant au respect des performances exigées par le cahier des charges.

Sur la base de la table 3 nous remarquons que :

- pour la pulsation $\omega_0 = 4.9\ rd/s$ nous remarquons que pour un module de 0dB nous avons un argument de -188°. Ce qui correspond à une marge de phase de -8°.
- pour la pulsation $\omega_0 = 3.2\ rd/s$ nous remarquons que pour un argument de -180° nous avons un module de 7.5dB. Ce qui correspond à une marge de gain de -7.5dB.

C.15: Afin de pallier à cette problématique, nous utilisons un correcteur dont la fonction de transfert est donnée par :

$$C(p) = B \cdot \frac{p+20}{p+10}$$

où B représente le gain du correcteur.

Déterminer la fonction de transfert en boucle ouverte $T_2(p)$ et en boucle fermée $H_2(p)$.

La fonction de transfert en boucle ouverte :

$$T_2(p) = \frac{8B(p+20)}{p(p+10)(2p+1)(0,05p+1)} = \frac{80B}{p(p+10)(p+0,5)}$$

Ceci nous donne une FTBF :

$$H_2(p) = \frac{T_2(p)}{1+T_2(p)} = \frac{80B}{p(p+10)(p+0,5)+80B} = \frac{80B}{p^3+10,5p^2+5p+80B}$$

$T_2(p) = \dfrac{80B}{p(p+10)(p+0,5)}$	$H_2(p) = \dfrac{80B}{p^3+10,5p^2+5p+80B}$

C.16: Étudier la stabilité du système en boucle fermée en fonction de B.
l'équation caractéristique du système est donnée par :

$$p^3 + 10,5p^2 + 5p + 80B = 0$$

d'après le critère de Routh :
— **Condition 1 :** $B > 0$
— **Condition 2 :**

p^3	1	5
p^2	10.5	80B
p^1	5-7.62B	
p^0	80B	

ce qui impose que $B < 0,65$.

Ainsi, le système est stable si et seulement si :

$$0 < B < 0,65$$

C.17: Déterminer l'erreur de traînage unitaire $\varepsilon_v(\infty)$ en régime permanent.

La fonction de transfert en boucle ouverte étant :

$$T_2(p) = \frac{80B}{p(p+10)(p+0,5)}$$

le système est donc de classe 1, l'erreur de trainage vaut :

$$\varepsilon_v(\infty) = \frac{1}{16B}$$

$$\boxed{\varepsilon_v(\infty) = \frac{1}{16B}}$$

C.18: Pour quelle valeur de B a-t-on une erreur de traînage unitaire de 10% ?

$$\varepsilon_v(\infty) = \frac{1}{16B} = 0.1$$

$$\Rightarrow B = \frac{1}{1,6}$$

$$\boxed{B = 0,62}$$