

Table des matières

Table des matières	i
1 Rappels de Statique	1
1.1 Modélisation locale des actions mécaniques	1
1.2 Modélisation globale des actions mécaniques	1
Application 0 : Pilote automatique de voilier – Sujet	3
TD 0 : Modélisation d’un hayon de coffre électrique – Sujet	5
TD 1 : Dépose de bagage automatique dans les aéroports (DBA) – Sujet	9
TD 2 : Interface maître et esclave d’un robot ★ – Sujet	13

1 Rappels de Statique

1.1 Modélisation locale des actions mécaniques

1.1 Modélisation locale des actions mécaniques	1
1.2 Modélisation globale des actions mécaniques	1

Définition – Action mécanique de contact volumique

Localement, les actions mécaniques volumiques peuvent être modélisées par le

torseur suivant : $\{\mathcal{T}(1 \rightarrow 2)\} = \left\{ \begin{array}{l} \overrightarrow{R_{(1 \rightarrow 2)}} = \iiint_{\mathcal{V}} f(M) \overrightarrow{u(M)} d\mathcal{V} \\ \overrightarrow{\mathcal{M}(P, 1 \rightarrow 2)} = \iiint_{\mathcal{V}} \overrightarrow{PM} \wedge d\overrightarrow{R(1 \rightarrow 2)} \end{array} \right\}_M$.

La densité volumique d'effort s'exprime en $[\text{Nm}^{-3}]$.

Définition – Action mécanique de contact surfacique

Localement, les actions mécaniques dans un contact surfacique peuvent être modélisées par le torseur suivant : $\{\mathcal{T}(1 \rightarrow 2)\} =$

$$\left\{ \begin{array}{l} \overrightarrow{R_{(1 \rightarrow 2)}} = \iint_S f(M) \overrightarrow{u(M)} dS \\ \overrightarrow{\mathcal{M}(P, 1 \rightarrow 2)} = \iint_S \overrightarrow{PM} \wedge d\overrightarrow{R(1 \rightarrow 2)} \end{array} \right\}_M$$

La densité surfacique d'effort peut alors se décomposer sur le vecteur normal au contact et sur un vecteur appartenant au plan tangent au contact. On a alors $f(M) \overrightarrow{u(M)} = p_{12}(M) \overrightarrow{n_{12}} + \overrightarrow{\tau_{12}}(M)$. On note ;

- $p_{12}(M)$ pression de contact au point M (en $[\text{Nm}^{-2}]$);
- $\overrightarrow{\tau_{12}}(M)$: la projection tangentielle de la densité surfacique (norme en $[\text{Nm}^{-2}]$).

B2-14

1.2 Modélisation globale des actions mécaniques

Définition – Torseur statique ou torseur sthénique ou torseur d'efforts

L'action mécanique d'un système matériel S_1 (ou d'un phénomène physique) sur un système matériel S_2 est représentable par un torseur au point M :

$$\{\mathcal{T}(S_2 \rightarrow S_1)\} = \left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{R(S_2 \rightarrow S_1)} \\ \overrightarrow{\mathcal{M}(M, S_2 \rightarrow S_1)} \end{array} \right\}_M = \left\{ \begin{array}{cc} X_{12} & L_{12} \\ Y_{12} & M_{12} \\ Z_{12} & N_{12} \end{array} \right\}_{M, \mathcal{R}}$$

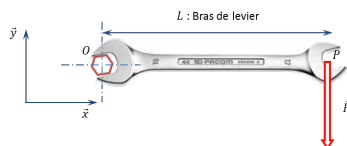
Remarque

La norme de vecteur $\overrightarrow{R(S_2 \rightarrow S_1)}$ est en Newton (N). La norme du vecteur $\overrightarrow{\mathcal{M}(M, S_2 \rightarrow S_1)}$ est en Newton – mètre (N · m).

Propriété – Varignon

Le torseur statique étant un torseur, on a donc :

$$\forall B, \overrightarrow{\mathcal{M}(B, S_2 \rightarrow S_1)} = \overrightarrow{\mathcal{M}(A, S_2 \rightarrow S_1)} + \overrightarrow{BA} \wedge \overrightarrow{R(S_2 \rightarrow S_1)}$$



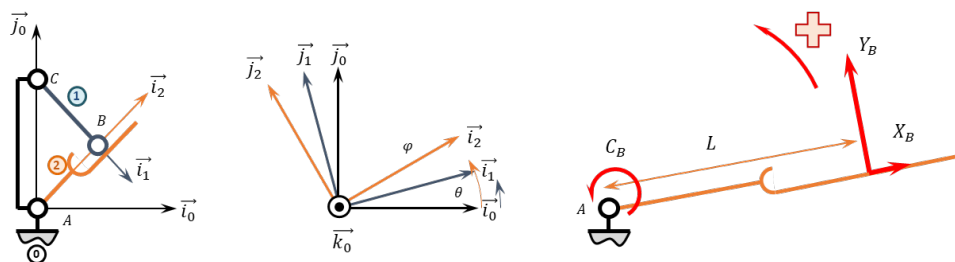
Remarque – Moment d'une force – Interprétation graphique

Prenons le cas du serrage d'un écrou avec un effort $\vec{F} = -F\vec{y}$:

Dans l'hypothèse où l'effort \vec{F} s'appliquerait au point O, il n'y aurait donc pas de serrage de l'écrou. Le moment (ou couple de serrage) serait donc nul : $\overrightarrow{\mathcal{M}(O, \text{Clef} \rightarrow \text{Ecrou})} = \vec{0}$.

Si l'effort s'applique en P : $\overrightarrow{\mathcal{M}(O, \text{Clef} \rightarrow \text{Ecrou})} = \overrightarrow{OP} \wedge \vec{F} = L\vec{x} \wedge -F\vec{y} = -LF\vec{z}$.
Méthode pour déterminer le moment dans un problème plan :

- norme du vecteur : effort fois bras de levier (on peut éventuellement décomposer l'effort dans le repère de travail) ;
- perpendiculaire au plan ;
- sens : on regarde si, par rapport au point où on cherche le moment, l'effort fait tourner la pièce dans le sens direct ou indirect.



Application du TMS en A : $C_B + Y_B L + 0 = 0$.

Application 0

Pilote automatique de voilier – Sujet

Le safran d'un voilier lui permet de se diriger. Dans le cas du pilote hydraulique du laboratoire, l'angle du safran est asservi afin de pouvoir maintenir un cap, en tenant compte des aléas extérieurs (courants marins, vents violents...). Le safran est actionné par un vérin hydraulique, la pièce 2 étant relié à la tige du vérin et la pièce 3 constituant le corps du vérin. La pièce 1 représente le safran sur lequel agit la pression de l'eau p , perpendiculairement au plan du safran.

L'objectif de l'étude est de calculer les efforts dans les liaisons dans le but ultérieur de dimensionner le vérin hydraulique et les éléments mécaniques assurant les liaisons (éléments roulants ou coussinets).

On donne :

- ▶ $\overrightarrow{A_1B} = h \vec{y}$
- ▶ $\overrightarrow{CB} = \lambda \vec{x}$

Question 1 Tracer le graphe de structure associé au système.

NB : il serait possible d'écrire la loi Entrée – Sortie liant la vitesse de déploiement du vérin à la vitesse de rotation du safran.

Question 2 Sur le graphe d'architecture du système indiquer par des flèches les actions mécaniques agissant sur chacune des pièces.

Par la suite, on négligera l'action de la pesanteur sur les pièces 2 et 3.

Question 3 Déterminer le torseur d'action mécanique de l'eau sur le gouvernail au point A_2 . On considérera que $\overrightarrow{OA_2} = \vec{0}$. On négligera l'épaisseur du safran.

Question 4 Déterminer l'effort à délivrer par le vérin pour supporter la pression de l'eau sur le safran.

Question 5 Déterminer alors la pression à délivrer par le vérin en fonction d'une section S .

D'après Florestan MATHURIN.

B2-14

C1-05

C2-07



FIGURE 1.1 – Safrans... du SAFRAN (Skipper Marc Guillemot)

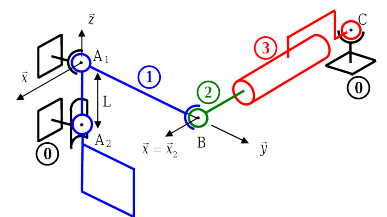
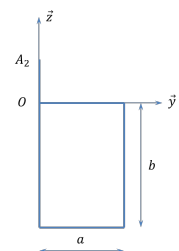


FIGURE 1.2 – Schéma d'architecture



TD 0 : Modélisation d'un hayon de coffre électrique – Su- jet

Mise en situation

Le PCS (Power Closure System), conçu par Valéo, est un système d'ouverture et de fermeture automatique de hayon de coffre automobile. Le système étant symétrique, les deux vérins sont ramenées dans le plan d'évolution de la porte de coffre et leur action mécanique s'exerçant sur la porte de coffre est supposée identique.

On donne un diagramme d'exigence partiel du système étudié.

Objectif

- Déterminer les caractéristiques du vérin répondant au cahier des charges : longueur du vérin en position coffre ouvert et coffre fermé, course du vérin, raideur du ressort équipant le vérin.
- Déterminer le couple moteur maximal nécessaire pour le maintien en position du hayon.
- Déterminer le courant de pincement afin que l'effort de pincement soit inférieure à 40 N pendant 10 ms.

Le repère $(B; \vec{x}_t, \vec{y}_t, \vec{z}_0)$ est lié à la Terre. L'accélération de la pesanteur s'écrit $\vec{g} = -g \vec{y}_t$ avec $g = 9,81 \text{ m s}^{-2}$. La structure du véhicule et la porte de coffre sont en liaison pivot d'axe (B, \vec{z}_0) .

Le repère $(B; \vec{x}_p, \vec{y}_p, \vec{z}_0)$ est lié à la porte de coffre S_1 de masse $M = 30 \text{ kg}$. Le repère $(B; \vec{x}_v, \vec{y}_v, \vec{z}_0)$ est lié au corps du vérin. La sortie de tige par rapport au corps du vérin S_3 se fait dans la direction du vecteur \vec{x}_v . Les liaisons entre le corps du vérin S_3 et le bâti S_0 ainsi qu'entre la tige du vérin S_2 et la porte de coffre S_1 sont des liaisons rotules de centres respectifs A et C . Le point D représente l'extrémité de la porte du coffre. La hauteur du point D par rapport au sol suivant la verticale est de 0,7 m en position coffre fermé et de 1,8 m en position coffre ouvert.

Caractéristiques géométriques du vérin

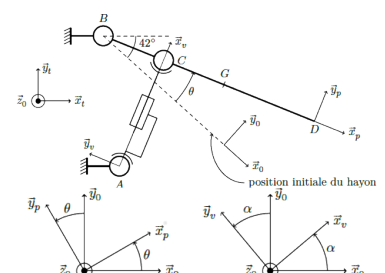
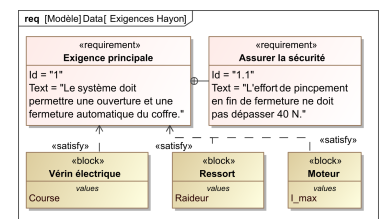
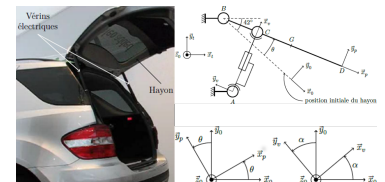
Le centre d'inertie du coffre est situé en G tel que $\vec{BG} = \lambda \vec{x}_p$ avec $\lambda = 0,6 \text{ m}$.

Concours Centrale Supélec TSI 2013.

B2-14

C1-05

C2-07

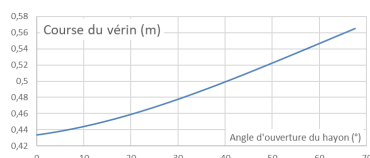


$\overrightarrow{AB} = -a\vec{x}_0 + b\vec{y}_0$, $\overrightarrow{AC} = L\vec{x}_v$, $\overrightarrow{BC} = c\vec{x}_p$, $\overrightarrow{BD} = d\vec{x}_p$ avec $a = 0,55$ m, $b = 0,14$ m, $c = 0,14$ m et $d = 1$ m. L'angle formé entre \vec{x}_0 et l'horizontale \vec{x}_t est $\theta_0 = 42^\circ$.

Question 1 Déterminer l'angle d'ouverture maximal.

Question 2 Déterminer la longueur du vérin L en fonction de l'angle d'ouverture du coffre θ .

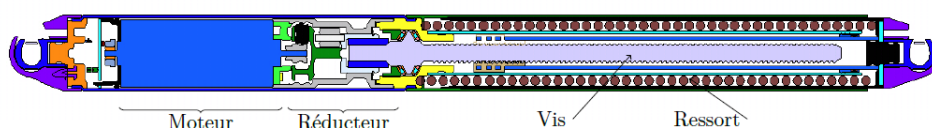
On donne la courbe donnant l'évolution de la course du vérin en fonction de l'ouverture du hayon.



Question 3 Déterminer les valeurs extrêmes de L , ainsi que la course du vérin.

Dimensionnement des caractéristiques du ressort

Les vérins utilisés sont constitués d'un moteur à courant continu, d'un réducteur à engrenage, d'une vis à billes et d'un ressort. Ce dernier permet d'assurer l'équilibre de la porte de coffre en cas de panne des vérins électriques.

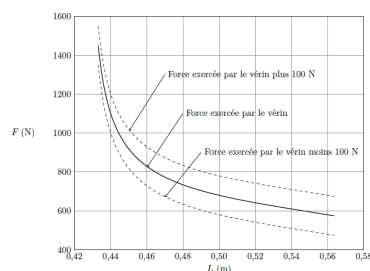


On suppose dans un premier temps que le coffre est à l'équilibre.

Question 4 Déterminer l'effort F exercé par chacun des vérins sur la porte de coffre en fonction de θ , α et des constantes du problème.

En exploitant les équations obtenues à partir de l'écriture de la fermeture géométrique obtenue précédemment, on montre que la relation entre θ et α s'écrit : $\tan \alpha = \frac{b + c \sin \theta}{-a + c \cos \theta}$.

On déduit de la question précédente le tracé de l'évolution de l'effort F nécessaire au maintien en équilibre du coffre en fonction de la longueur L du vérin.



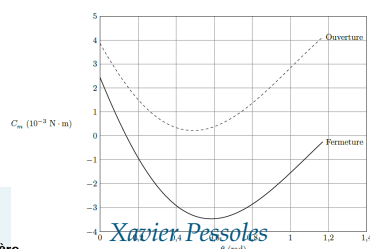
On choisit d'utiliser un ressort précontraint au sein du vérin de manière à assister l'ouverture du coffre et à assurer l'équilibre du coffre sur une plage de fonctionnement maximale. On estime que les forces de frottement maximales au sein du vérin (essentiellement dues à la friction dans la vis) sont de l'ordre de $F_{\text{frot}} = 100$ N.

La figure précédente représente la force que doit exercer le vérin sur la porte de coffre pour assurer l'équilibre de cette dernière en fonction de la longueur du vérin. Les courbes en pointillés représentent la force du vérin ± 100 N.

Question 5 Déterminer la raideur k du ressort et sa longueur à vide L_0 de manière à obtenir une situation d'équilibre sur la plus grande plage de fonctionnement. Préciser votre démarche.

La figure suivante représente l'évolution du couple moteur dans un vérin lors des phases d'ouverture et de fermeture du coffre.

Question 6 Déterminer le couple moteur maximal en phase d'ouverture puis en phase de fermeture.



Réglage de la fonction sécurité des personnes

Pour limiter le risque d'accident lié au pincement d'un utilisateur, il est nécessaire de limiter le couple du moteur à courant continu durant la phase de fermeture du hayon.

On envisage la présence d'un obstacle empêchant la fermeture du coffre. On modélise l'action de l'obstacle sur la porte de coffre par un glisseur s'appliquant en D et s'exprimant $\vec{F}_{\text{pinc}} = F_{\text{pinc}} \vec{y}_p$.

On cherche à déterminer l'accroissement de couple moteur en cas de présence d'obstacle. On suppose ainsi que la porte de coffre est en équilibre sous l'effet du poids et de l'action des vérins. On ajoute ainsi l'effort de pincement F_{pinc} en D et on cherche l'accroissement d'effort $\Delta F \vec{x}_v$ qu'exercent chacun des vérins en C sur la porte en la supposant en équilibre.

On donne la relation entre le couple moteur et la force fournie par le vérin en régime quasi-statique : $C_m = \rho F$ avec $\rho = 7,89 \times 10^{-5} \text{ m}$.

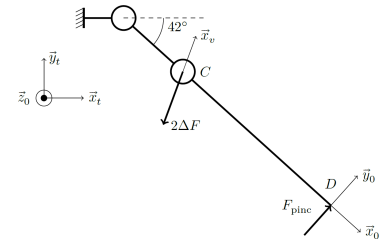
Question 7 Déterminer l'expression littérale puis la valeur numérique de ΔF l'accroissement de la force qu'exerce chacun des vérins sur la porte de hayon.

La constante de couple du moteur est donnée par $K_t = 9,5 \times 10^{-3} \text{ Nm A}^{-1}$.

Question 8 En déduire la valeur numérique de l'accroissement ΔC_m de couple moteur en fonction de la présence d'un obstacle. Déterminer l'intensité maximale du courant dans le moteur lors d'un pincement.

Synthèse

Question 9 Réaliser un poster permettant de synthétiser comment les caractéristiques des composants ont été déterminés.



Éléments de correction

- Angle d'ouverture : $67,5^\circ$.
- $L^2 = (-a + c \cos \theta)^2 + (b + c \sin \theta)^2$.
- Course de 13,2 cm.
- $F_v = \frac{\lambda M g \cos \theta}{c \sin (\alpha - \theta)} (F_v/2)$.
- $k = 1667 \text{ N m}^{-1}$, écrasement de 300 mm.
- .
- $\Delta F = \pm 443 \text{ N}$.
- $I_{\text{max}} = 3,95 \text{ A}$.

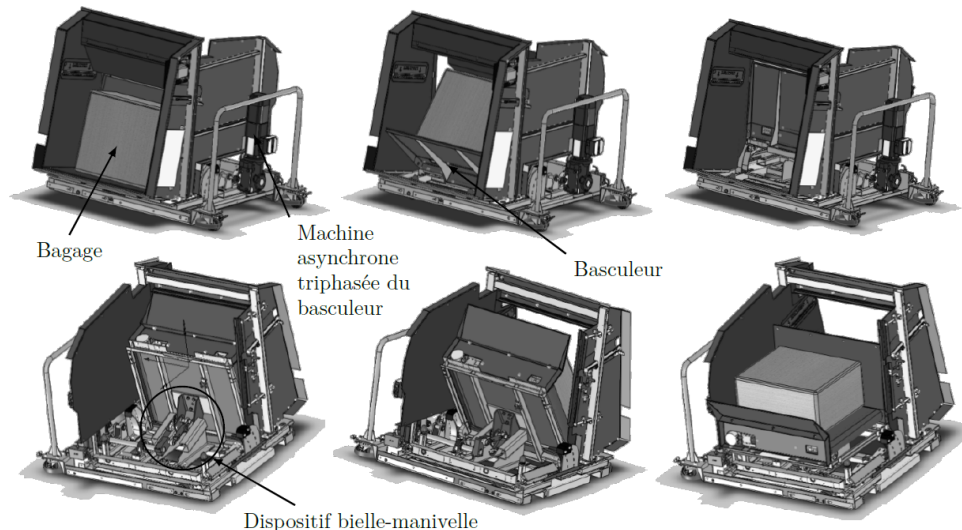
TD 1 :

Dépose de bagage automatique dans les aéroports (DBA) – Sujet

Mise en situation

Le processus d'enregistrement des passagers dans les aéroports est en train de vivre une mutation en évoluant de la « banque d'enregistrement » classique vers une idée de « dépose bagages » automatisée. Cette évolution a été justifiée pour fluidifier le trafic passager notamment sur les destinations avec des fréquences très importantes, par exemple certains vols Paris-Province.

Le système DBA est constitué par un basculeur actionné par un dispositif bielle-manivelle et une machine asynchrone.



Recherche de la vitesse de rotation maximale

Objectif

Le bagage et le chariot sont animés par un dispositif bielle-manivelle et une machine asynchrone triphasée avec un réducteur entraînant la manivelle. L'objectif est de déterminer la vitesse de rotation maximale de la machine asynchrone triphasée actionnant le basculeur en accord avec l'exigence 1.4 (le basculement du bagage doit se faire en 8 s).

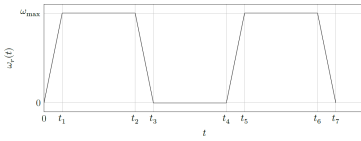
Concours Centrale Supélec TSI 2013.

B2-14

C1-05

C2-07





Pour dimensionner correctement la machine asynchrone, la première étape est le calcul de la vitesse maximale de l'arbre moteur. On choisit comme loi de mouvement de rotation du moteur une loi en trapèze. On donne ainsi le profil de vitesse de rotation ω_r de l'arbre de sortie du réducteur par rapport au bâti.

Le rapport de réduction entre l'arbre moteur de vitesse de rotation et l'arbre de sortie de réducteur est noté $k = \frac{\omega_r}{\omega_{\text{mot}}} = \frac{1}{107,7}$. Compte tenu du temps de basculement du bagage de 8 s, les valeurs des temps sont les suivantes : $t_1 = 0,5 \text{ s}$, $t_2 = 2,5 \text{ s}$, $t_3 = 3 \text{ s}$, $t_4 = 5 \text{ s}$, $t_5 = 5,5 \text{ s}$, $t_6 = 7,5 \text{ s}$, $t_7 = 8 \text{ s}$. L'arbre de sortie du motoréducteur doit faire un demi-tour entre 0 et t_3 , puis un demi-tour entre t_4 et t_7 .

Question 1 Déterminer ω_{max} en fonction des différents t_i . Faire l'application numérique.

Question 2 En déduire la vitesse de rotation de l'arbre moteur maximale $\omega_{\text{mot max}}$. Faire l'application numérique et donner le résultat en $\text{tr} \cdot \text{min}^{-1}$.

Recherche du couple moteur maximal en vue du dimensionnement de la machine asynchrone

Objectif

La seconde étape du dimensionnement consiste à rechercher le couple moteur maximal en accord avec l'exigence 1.2 (la masse du bagage pouvant être manœuvré par le système est de 50 kg).

Pour calculer le couple moteur maximal, on se place dans un cas quasi-statique et on néglige tous les effets dynamiques. Compte tenu de la construction du mécanisme (non linéaire), le couple moteur est variable et on le calcule dans une position particulière correspondant au couple maximal.

On note :

- ▶ S_0 le bâti ;
- ▶ S_1 l'ensemble constitué par le chariot, le bagage et les galets, dont le centre de gravité est noté G et la masse est notée $m = 80 \text{ kg}$;
- ▶ S_2 la bielle DB de direction \vec{x}_2 ;
- ▶ S_3 l'arbre de sortie de réducteur et la manivelle $\overrightarrow{ED} = R\vec{x}_3$ avec $R = 86 \text{ mm}$.

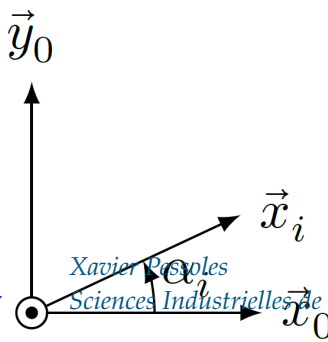
Le mouvement est considéré comme plan. On néglige toutes les masses sauf celle de l'ensemble S_1 . Toutes les liaisons sont parfaites. Le référentiel lié au solide S_0 est considéré galiléen. On note l'accélération de la pesanteur $\vec{g} = -g\vec{y}_0$ avec $g = 9,81 \text{ m s}^{-2}$.

Les liaisons entre S_0 et S_1 sont des liaisons sphère-plan de normales (A_1, \vec{x}_{11}) et (A_2, \vec{x}_{12}) . On note I le point d'intersection des normales (A_1, \vec{x}_{11}) et (A_2, \vec{x}_{12}) . On note $\overrightarrow{IB} = L_2\vec{x}_{12}$ et $\overrightarrow{IG} = x_G\vec{x}_0 + y_G\vec{y}_0$.

On note les angles α_i formés entre les vecteurs \vec{x}_0 et \vec{x}_i : $\alpha_i = (\vec{x}_0, \vec{x}_i)$ avec $i \in \{2; 3; 11; 12\}$.

La liaison entre S_1 et S_2 est une liaison pivot d'axe (B, \vec{z}_0) .

La liaison entre S_2 et S_3 est une liaison pivot d'axe (D, \vec{z}_0) .



La liaison entre S_0 et S_3 est une liaison pivot d'axe (E_s, \vec{z}_0) .

Question 3 Déterminer la forme des torseurs $\{\mathcal{T}(S_0 \rightarrow S_1)\}_1$ au point A_1 et $\{\mathcal{T}(S_0 \rightarrow S_1)\}_2$ au point A_2 des actions mécaniques des rampes du bâti S_0 s'appliquant sur le chariot S_1 . Ces torseurs sont-ils des glisseurs ?

Question 4 La somme des torseurs $\{\mathcal{T}(S_0 \rightarrow S_1)\}_1$ et $\{\mathcal{T}(S_0 \rightarrow S_1)\}_2$ est-elle un glisseur ? Si oui, déterminer un point de son support.

Question 5 Déterminer la forme du torseur $\{\mathcal{T}(S_2 \rightarrow S_1)\}$ de l'action mécanique de la bielle S_2 sur l'ensemble S_1 au point B . On notera F_B la norme de la résultante de ce torseur.

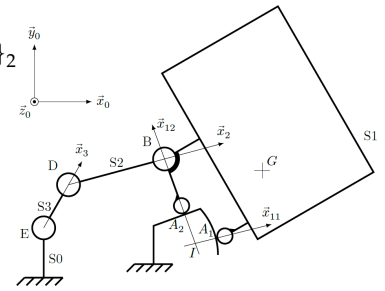
Question 6 En isolant S_1 , et en ramenant les moments en I , déterminer l'expression de F_B en fonction de la masse m de S_1 , des angles α_i et des constantes du problème.

Question 7 On note C_{red} le couple exercé par l'arbre de sortie de réducteur sur la manivelle S_3 . Montrer que $C_{\text{red}} - RF_B \sin(\alpha_3 - \alpha_2) = 0$.

Dans la configuration choisie, on a $x_G = 506 \text{ mm}$, $L_2 = 140 \text{ mm}$, $\alpha_3 = 91^\circ$, $\alpha_{12} = 108^\circ$ et $\alpha_2 = 3^\circ$ (on montre par une simulation numérique que cette position conduit au couple maximal).

Question 8 En déduire l'expression du couple C_{red} qu'exerce le réducteur sur la manivelle S_3 en fonction du poids du chariot, des angles α_i et des constantes du problème. Faire l'application numérique.

Question 9 En déduire la valeur numérique C_m du couple qu'exerce l'arbre de la machine asynchrone sur l'arbre d'entrée du réducteur (on supposera le rendement du réducteur égal à 1).



Éléments de correction

1. $1,26 \text{ rad s}^{-1}$.
2. 1292 tr min^{-1} .
3. Oui.
4. I .
5. $\left\{ \begin{array}{c} F_B \vec{x}_2 \\ 0 \end{array} \right\}_B$.
6. $F_B = \frac{mgx_G}{L_2 \sin(\alpha_{12} - \alpha_2)}$.
7. $C_{\text{red}} - RF_B \sin(\alpha_3 - \alpha_2) = 0$.
8. 252 Nm .
9. $2,34 \text{ Nm}$.

TD 2 :

Interface maître et esclave d'un robot ★ – Sujet

Mise en situation

La téléopération consiste à mettre en relation deux manipulateurs appelés communément maître et esclave. Le manipulateur maître permet au chirurgien de donner sa consigne de déplacement à l'aide d'un levier de commande tandis que l'esclave l'exécute au contact de l'environnement (l'organe à opérer). Les deux sous-systèmes échangent des informations de déplacement et d'effort au travers d'un ou plusieurs canaux de communication. Un retour visuel est également mis en place en parallèle à ce dispositif.

Modélisation de l'interface maître

Ce mécanisme est constitué de 4 barres reliées par des liaisons pivots.

Objectif

Vérifier que l'exigence « Linéarité couple/effort » (id 1.3.2.2) peut être satisfaite par le mécanisme de HOEKEN.

- Solide S_0 , repère $\mathcal{R}_0 (A; \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$, $\vec{AB} = L_0 \vec{x}_0$ avec $L_0 = 50$ mm.
- Solide S_1 , repère $\mathcal{R}_1 (B; \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$, $\vec{BC} = L_1 \vec{x}_1$ avec $L_1 = 25$ mm, $\theta_1 = (\vec{x}_0, \vec{x}_1) = (\vec{y}_0, \vec{y}_1)$.
- Solide S_2 , repère $\mathcal{R}_2 (A; \vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2)$, $\vec{AD} = L_2 \vec{x}_2$ avec $L_2 = 62,5$ mm, $\theta_2 = (\vec{x}_0, \vec{x}_2) = (\vec{y}_0, \vec{y}_2)$.
- Solide S_3 , repère $\mathcal{R}_3 (C; \vec{x}_3, \vec{y}_3, \vec{z}_3)$, $\vec{ED} = \vec{DC} = L_2 \vec{x}_3$ avec $\theta_3 = (\vec{x}_0, \vec{x}_3) = (\vec{y}_0, \vec{y}_3)$.

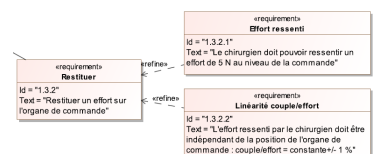
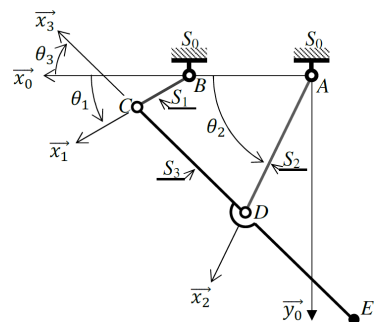
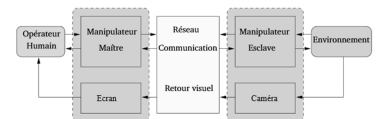
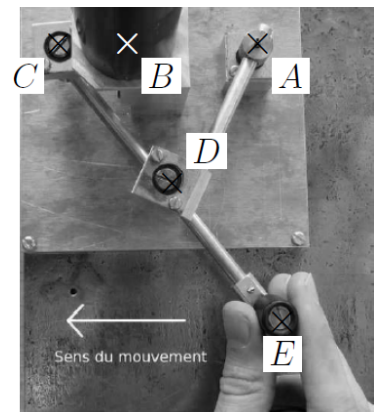
- On notera $\{\mathcal{T}(S_i \rightarrow S_j)\} = \begin{Bmatrix} X_{ij} & L_{ij} \\ Y_{ij} & M_{ij} \\ Z_{ij} & N_{ij} \end{Bmatrix}_{P, \mathcal{B}_0}$ l'expression l'expression au point P , en projection dans la base \mathcal{B}_0 , du torseur de l'action mécanique exercée

CCP PSI 2015.

B2-14

C1-05

C2-07



par le solide S_i sur le solide S_j ; toutes les inconnues seront exprimées dans la base \mathcal{B}_0 .

- L'action mécanique exercée par le moteur sur S_1 sera modélisée par un couple $C_m(t)\vec{z}_0$.
- L'action mécanique exercée par l'opérateur sur S_3 sera modélisée par une force $F(t)\vec{x}_0$ appliquée au point E .
- L'accélération de la pesanteur sera négligée.
- Les inerties des solides en mouvement et les frottements dans les guidages seront négligés.

Question 1 Réaliser le graphe d'analyse du mécanisme (liaisons et efforts).

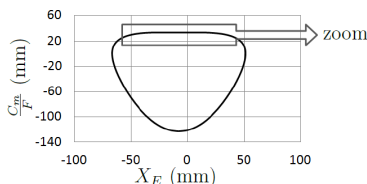
Question 2 #CCINP Déterminer les équations algébriques issues du développement des 4 relations suivantes :

- théorème du moment statique en B appliqué à l'équilibre de S_1 , en projection sur \vec{z}_0 ;
- théorème du moment statique en A appliqué à l'équilibre de S_2 , en projection sur \vec{z}_0 ;
- théorème du moment statique en D appliqué à l'équilibre de S_3 , en projection sur \vec{z}_0 ;
- théorème de la résultante statique appliqué à l'équilibre de S_3 , en projection sur \vec{y}_2 .

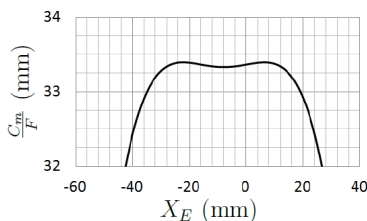
Question 3 #CCINP Montrer que :

$$C_m = \frac{L_1 F}{\sin(\theta_2 - \theta_3)} (\sin \theta_1 \sin(\theta_2 + \theta_3) - 2 \cos \theta_1 \sin \theta_2 \sin \theta_3).$$

Cette relation n'étant pas linéaire, on propose d'analyser les résultats d'une simulation numérique en traçant le couple moteur/effort opérateur en fonction de l'abscisse du point E Q6.



(a) Rapport couple/effort



(b) $X_E \in [-60 \text{ mm}, 40 \text{ mm}]$

Question 4 Retrouver ces graphes en utilisant Python. J'ai pas essayé, mais si eux ont réussi, pourquoi pas vous ? Il faut peut-être utiliser le premier devoir de vacances.

Question 5 Déterminer, à partir de la figure précédente, sur quel intervalle de l'abscisse X_E l'exigence « Linéarité couple/effort » (id 1.3.2.2) est satisfaite. (On ajoute que la course sur X_E doit être supérieure à 50 mm.)