

Application 1

Suspension automobile – Sujet

Ressources de Florestan MATHURIN.

On s'intéresse à une suspension automobile dont on donne ci-dessous un extrait de cahier des charges fonctionnel ainsi qu'une modélisation. L'objectif est de vérifier si la suspension satisfait le niveau du critère d'affaissement statique maximal du cahier des charges, c'est à dire vérifier si la voiture, soumise à son propre poids, s'affaisse de moins ou de plus de 12 cm, suite à l'écrasement des amortisseurs.

B2-14

C1-05

C2-07

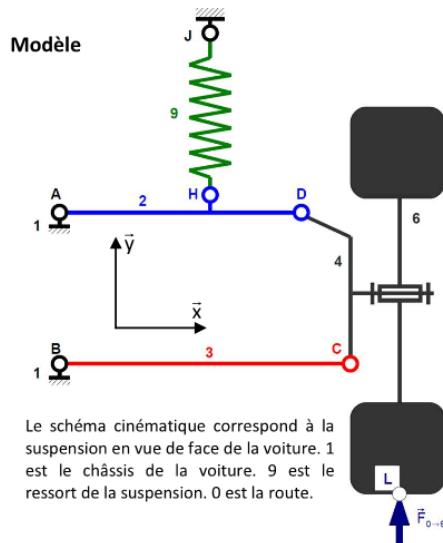
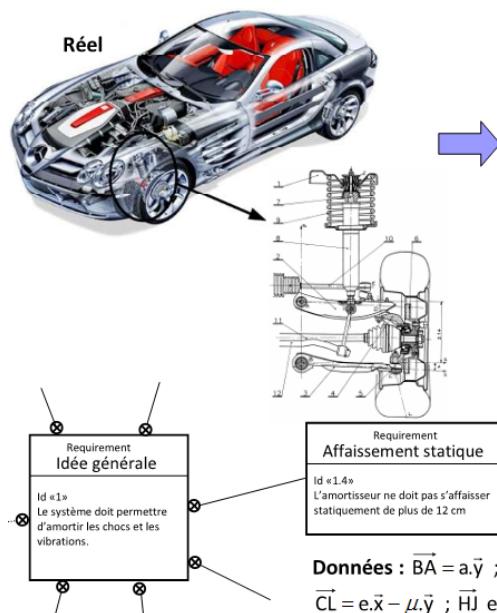
Question 1 Tracer le graphe de liaisons du mécanisme et déterminer l'hyperstatisme.

Question 2 En minimisant le nombre d'équations, déterminer une relation entre Y_{19} (action dans le ressort 9) et F_{06} .

Données : $a = 16\text{cm}$, $b = 33\text{cm}$, $c = 8\text{cm}$, $d = 25\text{cm}$, $h = 3\text{cm}$, $L = 15\text{cm}$, $e = 9\text{cm}$, $\mu = 18\text{cm}$.

La raideur du ressort est $k = 100\,000\text{N/m}$. La masse de la voiture est de 2200 kg.

Question 3 Conclure quant à la capacité de la suspension de voiture à satisfaire l'exigence Affaissement statique du cahier des charges.



Données : $\vec{BA} = a\vec{y}$; $\vec{BC} = b\vec{x}$; $\vec{AD} = d\vec{x}$; $\vec{AH} = L\vec{x} + h\vec{y}$; $\vec{DC} = c\vec{x} - a\vec{y}$;
 $\vec{CL} = e\vec{x} - \mu\vec{y}$; \vec{HJ} est toujours parallèle à \vec{y}

Application 2

Étude d'un robot Kuka – Sujet

D'après CCP MP 2010.

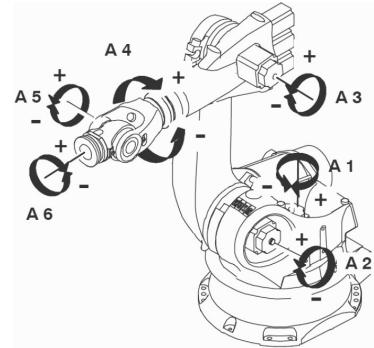


Mise en situation

Le robot Kuka, objet de cette étude, a pour objectif la palettisation de bidons utilisés en agriculture biologique (compléments permettant d'améliorer les qualités nutritives des produits agricoles).

Objectif

Suite à l'appui sur le bouton d'arrêt d'urgence, le robot doit immédiatement s'immobiliser dans la position courante. On souhaite alors vérifier que les freins équipant le robot sont suffisants pour assurer sa configuration d'équilibre dans le cas d'une charge maximale de 50 daN (préhenseur + bidon de 40 litres) et qu'il ne faudra pas mettre des actionneurs en parallèle.



On se place dans la situation particulière définie figure suivante avec $\alpha_2 = -90^\circ$ et $\alpha_3 = +90^\circ$.

On donne :

- $O_2O_3 = O_6O_7 = 1250 \text{ mm}$;
- $O_3O_{10} = O_8O_9 = 1350 \text{ mm}$;
- $O_2O_6 = O_3O_7 = O_3O_8 = O_9O_{10} = 500 \text{ mm}$;
- $\vec{P} = -500\vec{z}_4$.

On admettra pour simplifier que le point O_4 est situé sur l'axe \vec{x}_3 et que l'axe \vec{z}_4 passe par le point O_9 . De même, les poids propres des pièces seront négligés par rapport aux autres actions.

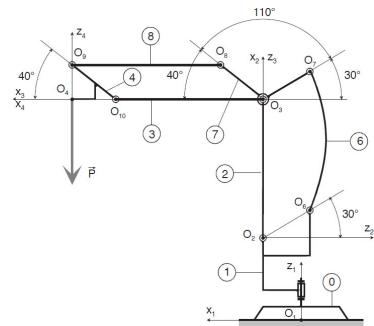
Les liaisons pivot sont supposées parfaites (pas de frottement).

Les couples de freinage maxi Mf_2 et Mf_3 des freins associés aux moteurs M_2 et M_3 sont de 5 mN sur l'arbre moteur. On leur adjoint en série un réducteur de rapport 1/200.

Question 1 Réaliser le graphe de structure du mécanisme.

Question 2 Déterminer les actions de la barre 8 sur le poignet 4 et du bras 3 sur le poignet 4.

Question 3 En isolant l'ensemble 3 et 4 et en considérant les informations fournies dans le tableau suivant, déterminer l'expression du moment Mf_3 correspondant à l'action du frein sur la pièce 3 en O_3 .



Moteur	Axe	Monté sur	Entraîne	Nmaxi ($\text{tr} \cdot \text{min}^{-1}$)	Puissance (kW)	Réducteur	Frein (Nm)
M1	A1	0	1	3500	4,5	200	5
M2	A2	1	2	3500	3,5	200	5
M3	A3	2	3	3500	2,5	200	5
M4	A4	4	5	3500	1,5	100	5

Le dispositif de freinage ne permet qu'un couple maxi de 5 mN sur l'axe moteur.

Question 4 Quel est alors le couple de freinage disponible en sortie du réducteur ?

Question 5 Le maintien du freinage est-il assuré ?

On veut alors vérifier que le dispositif de freinage du moteur M_2 convient.

Question 6 En isolant la pièce 7, déterminer l'action de la barre 6 sur la pièce 7.

Question 7 En considérant l'ensemble 2, 3, 4, 7, 8, déterminer l'expression du moment M_{f_2} correspondant à l'action du frein sur la pièce 2 en O_2 . Calculer M_{f_2} .

Question 8 Le dispositif de freinage étant identique à celui de l'axe 3, le maintien du freinage est-il assuré ?



Application 3

Pilote automatique de voilier – Sujet

D'après Florestan MATHURIN.

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.

Question 2 Donner le degré d'hyperstatisme associé au modèle proposé.

Question 3 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 4 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 5 Déterminer l'effort à délivrer par le vérin pour supporter la pression de l'eau sur le safran.

Question 6 Déterminer alors la pression à délivrer par le vérin en fonction d'une section S .



FIGURE 5.1 – Safrans... du SAFRAN (Skipper Marc Guillemot)

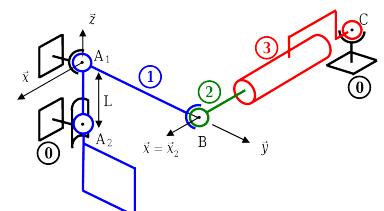
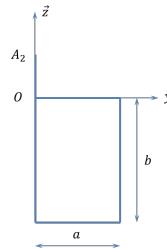


FIGURE 5.2 – Schéma d'architecture

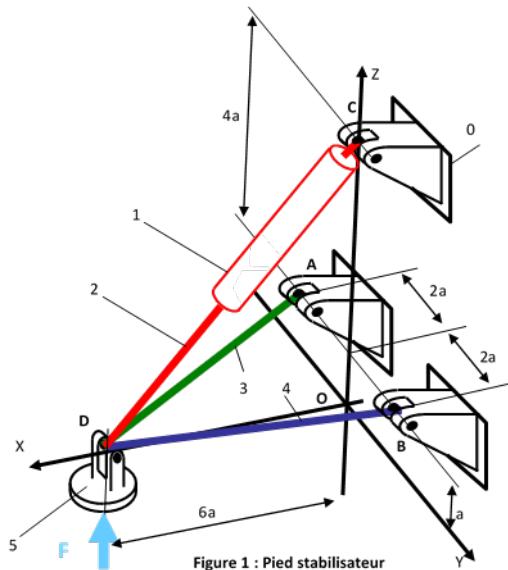


Application 4

Pied stabilisateur – Sujet

Equipe La Martinière Monplaisir.

On s'intéresse à un pied stabilisateur d'un engin de chantier. La figure 1 représente l'un des 4 pieds stabilisateurs d'un engin de chantier. Chaque pied est composé d'un patin (5), de deux barres (3) et (4) et d'un vérin hydraulique (1+2) (1=corps, 2=piston). Les barres sont articulées en A et B sur le bâti (0) de l'engin et en D sur le patin. Toutes les liaisons sont considérées comme des liaisons rotules et la liaison en D est commune aux pièces (2), (3), (4) et (5). On considérera dans la suite de l'exercice que le vérin (1+2) forme un solide unique.



Extrait du diagramme des exigences :

Exigences	Critères	Niveau	Limite
Adaptation au vérin hydraulique	Effort transmissible par le vérin	60 kN	Maxi
Dimensionnement RdM	Action dans les barres	25 kN	Maxi

On donne $\overrightarrow{R}(\text{ext} \rightarrow 5) = F\vec{z}$ avec $F = 30\,000\text{ N}$.

La dimension $a = 400\text{ mm}$, les points A, B et C sont dans le plan (O, \vec{y}, \vec{z}) . On a :

$$\overrightarrow{OD} = 6a\vec{x}, \overrightarrow{OC} = 5a\vec{z}, \overrightarrow{OB} = 2a\vec{y} + a\vec{z}, \overrightarrow{OA} = -2a\vec{y} + a\vec{z}.$$

$$\text{On pourra noter : } \overrightarrow{CD} = L_{12}\vec{x}_{12}, \overrightarrow{AD} = L_3\vec{x}_3, \overrightarrow{BD} = L_4\vec{x}_4.$$

Question 1 Analyser le mécanisme (calculer le degré d'hyperstisme) et proposer les étapes de résolution du problème de détermination des efforts dans les liaisons.

Question 2 Calculer les actions exercées par le patin sur les barres et le vérin.

Question 3 Réaliser l'application numérique.

Question 4 Les exigences du cahier des charges sont-elles vérifiées ?

TD 1 : Modélisation d'un hayon de coffre électrique – Sujet

Concours Centrale Supélec TSI 2013.

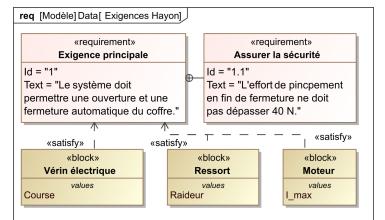
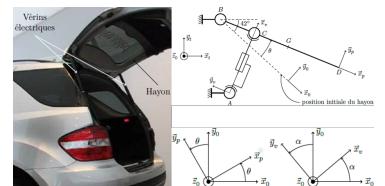
Mise en situation

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.

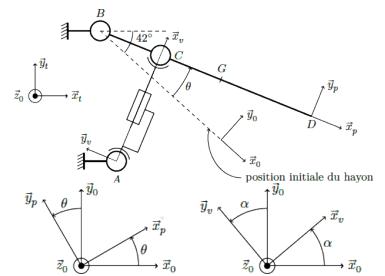
Objectif

- 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 $\lambda = 0,6 \text{ m}$.

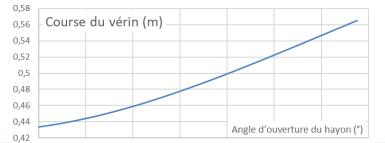
$\vec{AB} = -a\vec{x}_0 + b\vec{y}_0$, $\vec{AC} = L\vec{x}_v$, $\vec{BC} = c\vec{x}_p$, $\vec{BD} = d\vec{x}_p$ avec $a = 0,55 \text{ m}$, $b = 0,14 \text{ m}$, $c = 0,14 \text{ m}$ et $d = 1 \text{ m}$. L'angle formé entre \vec{x}_0 et l'horizontale \vec{x}_t est $\theta_0 = 42^\circ$.

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 .

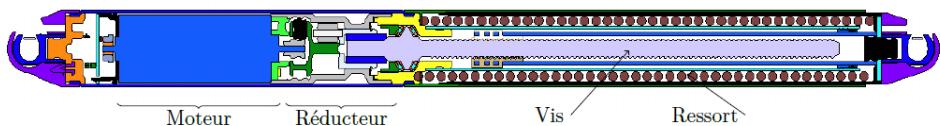
On donne la courbe donnant l'évolution de la course du vérin en fonction de l'ouverture du hayon.

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.

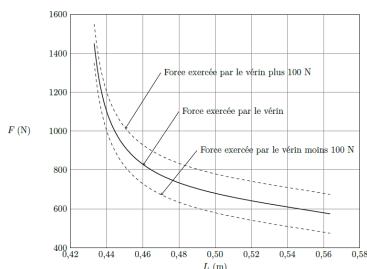
Question 4 Déterminer l'effort F exercé par chacun des vérins sur la porte de coffre en fonction de θ , α et des constantes du problème.

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 maximal. 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 $F_{\text{frot}} = 100 \text{ N}$.

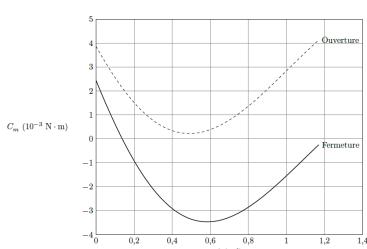
La figure précédente représente la force que doit exercer le vérin sur la porte de coffre pour assurer l'équilibre de cette dernière en fonction de la longueur du vérin. Les courbes en pointillés représentent la force du vérin $\pm 100 \text{ N}$.



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.

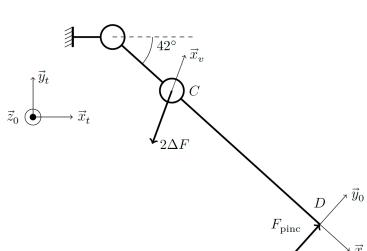


Réglage de la fonction sécurité des personnes

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 $\rho = 7,89 \times 10^{-5}$ 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 $K_t = 9,5 \times 10^{-3}$ NmA⁻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.



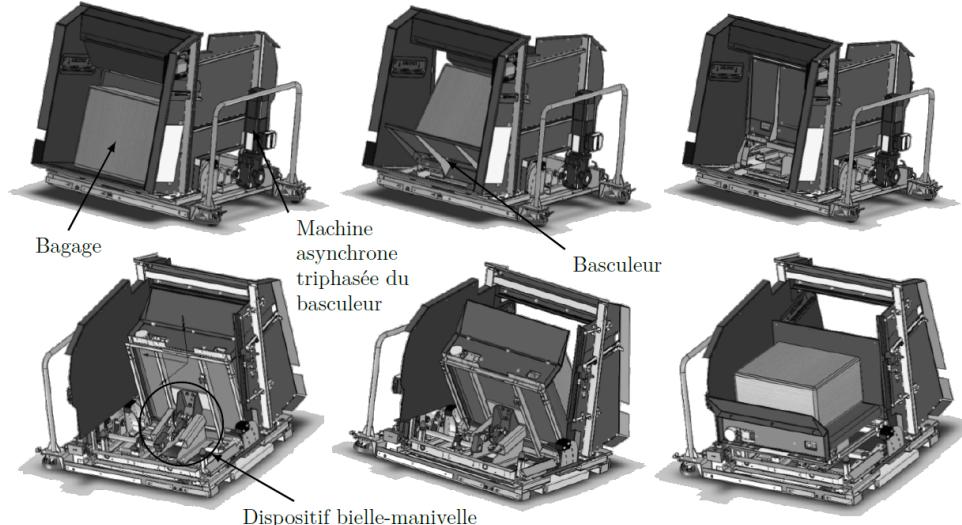
TD 2 : Dépose de bagage automatique dans les aéroports (DBA) – Sujet

Concours Centrale Supelec TSI 2013.

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.



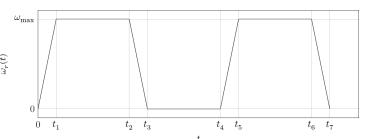
Recherche de la vitesse de rotation maximale

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).

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 $k = \frac{\omega_r}{\omega_{mot}} = \frac{1}{107,7}$. Compte tenu du temps de basculement du bagage de 8 s, les valeurs des temps sont les suivantes : $t_1 = 0,5$ s, $t_2 = 2,5$ s, $t_3 = 3$ s, $t_4 = 5$ s, $t_5 = 5,5$ s, $t_6 = 7,5$ s, $t_7 = 8$ 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) .

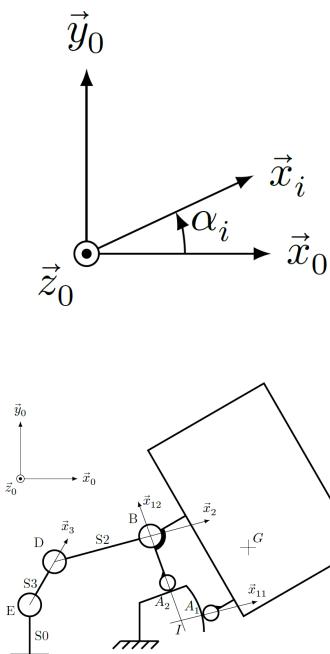
La liaison entre S_2 et S_3 est une liaison pivot d'axe (D, \vec{z}_0) .

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

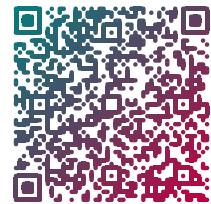
On note F_B la norme de la résultante du torseur $\{\mathcal{T}(S_2 \rightarrow S_1)\}$.

Question 3 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 4 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).



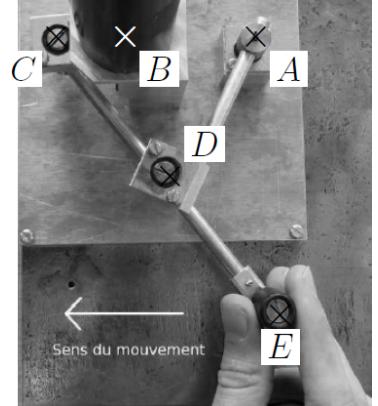
TD 3 : Interface maître et esclave d'un robot – Sujet

CCP PSI 2015.

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.

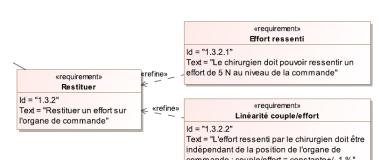
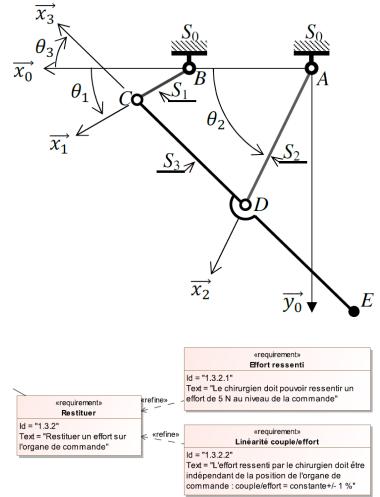
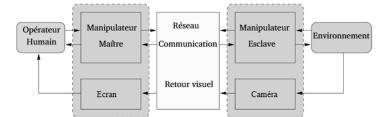
Objectif

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

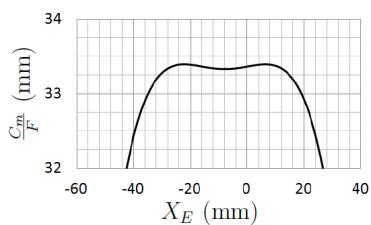
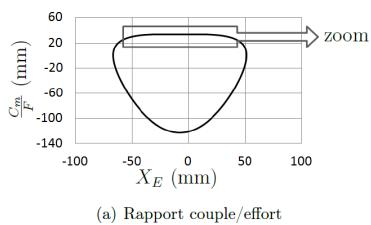
- ▶ Solide S_0 , repère $\mathcal{R}_0(A; \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$, $\overrightarrow{AB} = L_0 \vec{x}_0$ avec $L_0 = 50$ mm.
- ▶ Solide S_1 , repère $\mathcal{R}_1(B; \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$, $\overrightarrow{BC} = L_1 \vec{x}_1$ avec $L_1 = 25$ mm, $\theta_1 = (\vec{x}_0, \vec{x}_1) = (\vec{y}_0, \vec{y}_1)$.
- ▶ Solide S_2 , repère $\mathcal{R}_2(A; \vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2)$, $\overrightarrow{AD} = L_2 \vec{x}_2$ avec $L_2 = 62,5$ mm, $\theta_2 = (\vec{x}_0, \vec{x}_2) = (\vec{y}_0, \vec{y}_2)$.
- ▶ Solide S_3 , repère $\mathcal{R}_3(C; \vec{x}_3, \vec{y}_3, \vec{z}_3)$, $\overrightarrow{ED} = \overrightarrow{DC} = L_3 \vec{x}_3$ avec $\theta_3 = (\vec{x}_0, \vec{x}_3) = (\vec{y}_0, \vec{y}_3)$.

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



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

Question 2 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 3 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.)



TD 5

Machine de forage – Sujet

D'après Concours CCINP 2023 – MP.

Dans le domaine du génie civil, les foreuses permettent de réaliser des perçages profonds afin de couler des pieux en béton armé. On s'intéresse aux conditions de basculement statique de la foreuse.

Pour prévenir le basculement de la foreuse, l'opérateur peut observer dans un coin de son écran : le pourcentage $b\%$ d'atteinte de la posture critique de basculement pour une orientation de tourelle donnée (figure 5.3).

Afin d'assurer la stabilité de l'engin, on cherche à satisfaire l'exigence 1.2 (figure 5.4).

Le paramétrage mécanique est donné sur la figure 5.5 :

- **0** le sol, **S1** le châssis de la foreuse, **S2** sa tourelle et son mât et **S3** l'ensemble {table de forage + outil} ;
- $\mathcal{R}_0 = (O; \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ le repère attaché aux solides **S0** et **S1** ;
- $\mathcal{B}_2 = (\vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2)$ la base attachée aux solides **S2** et **S3** telle que $(\vec{x}, \vec{x}_2) = \theta$ où θ est connu ;
- $\Sigma = \{S1, S2, S3\}$ l'ensemble de la foreuse, de centre de gravité G tel que $\overrightarrow{OG} = r\vec{x}_2 + z_G\vec{z}$;
- $M = 186,5$ tonnes la masse de l'ensemble Σ et $m = 18$ tonnes la masse de **S3** seul ;
- $2F_w\vec{z}$ connu, l'effort du câble d'avance sur **S3**. La masse du câble est négligée dans la suite ;
- $F_{sol}\vec{z}$, inconnu, l'effort de forage du sol **0** sur l'outil de forage **S3** au point F , connu, défini par $\overrightarrow{OF} = R\vec{x}_2$;
- $-g\vec{z}$ où $g = 9,8 \text{ m s}^{-2}$, l'accélération de la pesanteur terrestre.

On modélise ici les contacts entre le sol et la foreuse **par des contacts ponctuels** : $F_g\vec{z}$, (respectivement $F_d\vec{z}$) inconnu, l'effort du sol 0 sur **S1**, supposé ponctuel au centre I (respectivement J) de la surface de contact entre la chenille gauche c_g (respectivement c_d) et le sol tel que $\|\overrightarrow{OI}\| = a = 2,1 \text{ m}$ (respectivement $\|\overrightarrow{OJ}\| = a = 2,1 \text{ m}$).

Question 1 En appliquant le principe fondamental de la statique en O à l'isolement de votre choix, donner l'expression de F_g et de F_d en fonction des données connues du système, de θ et de F_{sol} .

Le problème étant symétrique pour $\theta \in \left[-\frac{\pi}{2}; \frac{\pi}{2}\right]$ (tourelle orientée à droite) et $\theta \in \left[\frac{\pi}{2}; \frac{3\pi}{2}\right]$ (tourelle orientée à gauche), on n'étudie par la suite que le basculement statique à droite.

Question 2 Donner la condition en effort pour laquelle il y a basculement statique à droite. En absence d'effort de forage, en déduire la condition sur la position (r, θ) du centre de gravité G pour laquelle le basculement à droite est alors évité.

Question 3 Interpréter physiquement ce résultat et montrer que $b\%$ peut être, dans ce cas, approximé par : $b\% = 100 \frac{|r \cos \theta|}{a}$.

FIGURE 5.3 – Aperçu du contrôle de $b\%$.

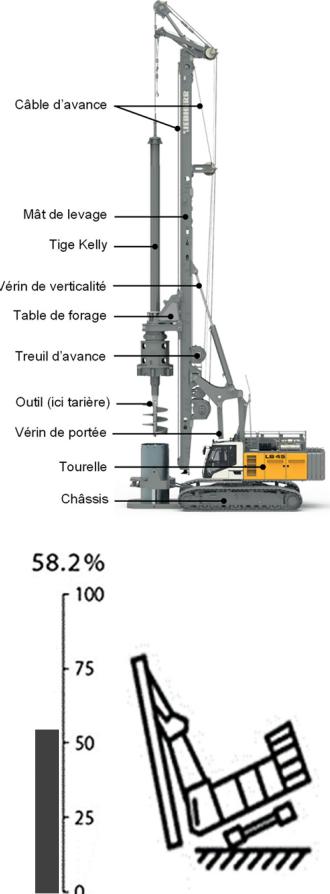


FIGURE 5.3 – Aperçu du contrôle de $b\%$.

« requirement »	
Équilibrage statique initial	
Id = '1.2'	
Text = 'b% < 50 % dans la posture la plus défavorable outil levé'	

FIGURE 5.4 – Exigence 1.2.

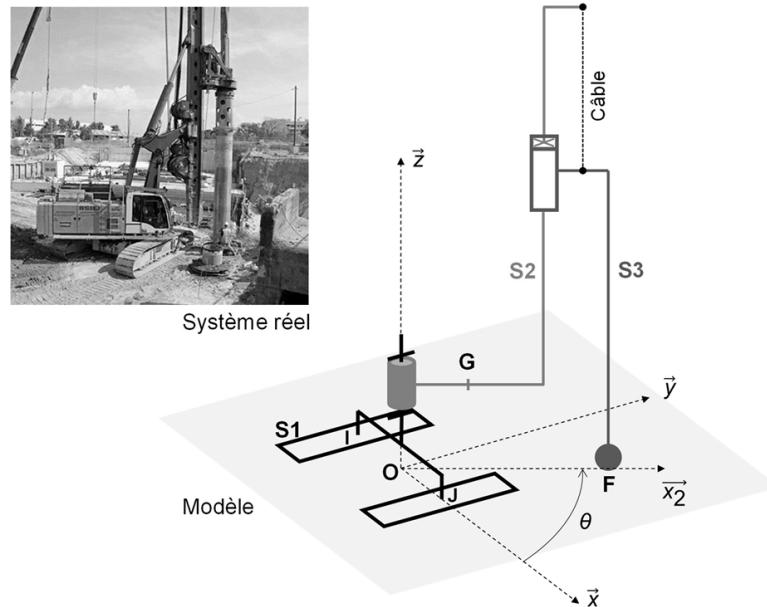


FIGURE 5.5 – Paramétrage mécanique

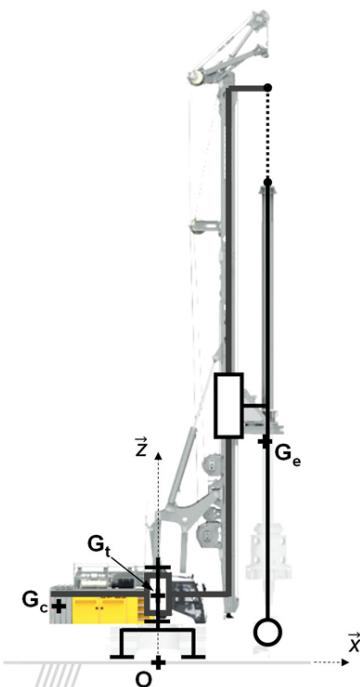


FIGURE 5.6 – Position des centres de gravité des différents solides.

On désire dimensionner le nombre de contrepoids de 8 tonnes à placer à l'arrière de la tourelle pour que, en l'absence de forage et en extension maximale, l'exigence 1.2 d'équilibrage statique initial soit respectée même dans le pire des cas où la tourelle est pleinement orientée à droite ($\theta = 0^\circ$). Dans cette posture, le schéma de la figure 5.6 illustre où se situent, dans le même plan, les centres de gravité des différents éléments de la machine :

- ▶ G_t est le centre de gravité de la tourelle et du châssis. La masse de cet ensemble S_t est notée $m_t = 44,7$ tonnes ;
- ▶ G_e est le centre de gravité de tous les équipements mobiles (tige Kelly, potences, vérins, mât, table de forage, outillage, terre à évacuer), positionnés dans la configuration la plus défavorable. La masse de cet ensemble S_e est notée $m_e = 48,8$ tonnes ;
- ▶ G_c est le centre de gravité des contrepoids. Il y a n_{cp} contrepoids de masse totale $m_c = n_{cp} \cdot m_1$, où $m_1 = 8$ tonnes est la masse d'un seul contrepoids ;
- ▶ L'accélération de la pesanteur est notée : $\vec{g} = -g\vec{z} = -9,8\vec{z}$ (en m/s^2).

On note (en mètres) : $\overrightarrow{OG_t} = 2,2\vec{z}$, $\overrightarrow{OG_e} = 4,4\vec{x} + 13\vec{z}$; $\overrightarrow{OG_c} = -4,3\vec{x} + 2,3\vec{z}$. On fait l'hypothèse que $\overrightarrow{OG_c}$ reste identique, indépendamment du nombre de contrepoids.

Question 4 Exprimer la coordonnée sur \vec{x} , notée r , du centre de gravité G total de la machine en fonction des paramètres connus et de n_{cp} . En déduire le nombre n_{cp} minimum de contrepoids pour respecter l'exigence 1.2.

