

Partie 1 : Base mobile d'un robot d'assemblage de l'industrie aéronautique (extrait d'un sujet CCS)

Compétences générales	Compétences	Connaissances associées
Modéliser	Modéliser la cinématique d'un ensemble de solide	Vecteur vitesse, taux de rotation Torseur cinématique Définition du contact ponctuel (roulement et glissement)
Résoudre	Déterminer les relations entre les grandeurs cinématiques	Loi entrée sortie
	Caractériser le mouvement d'un repère par rapport à un autre repère	

Présentation

On étudie une base mobile capable de recevoir différents types de bras robotisés — dont des bras collaboratifs — mais aussi de se déplacer de manière autonome dans un environnement industriel complexe composé de robots et d'humains.

Cette base est utilisée dans le cadre du vissage automatisé de pièces d'avionique dans une carlingue.

La base est le support d'un robot de vissage équipé de sa propre commande pour ses mouvements et d'une reconnaissance d'image par caméra afin de bien identifier les emplacements où devront être réalisés les vissages

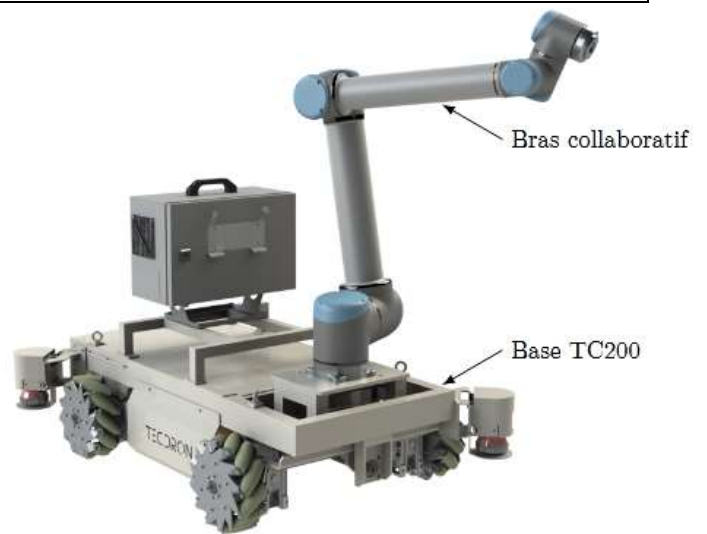


Diagramme des cas d'utilisation

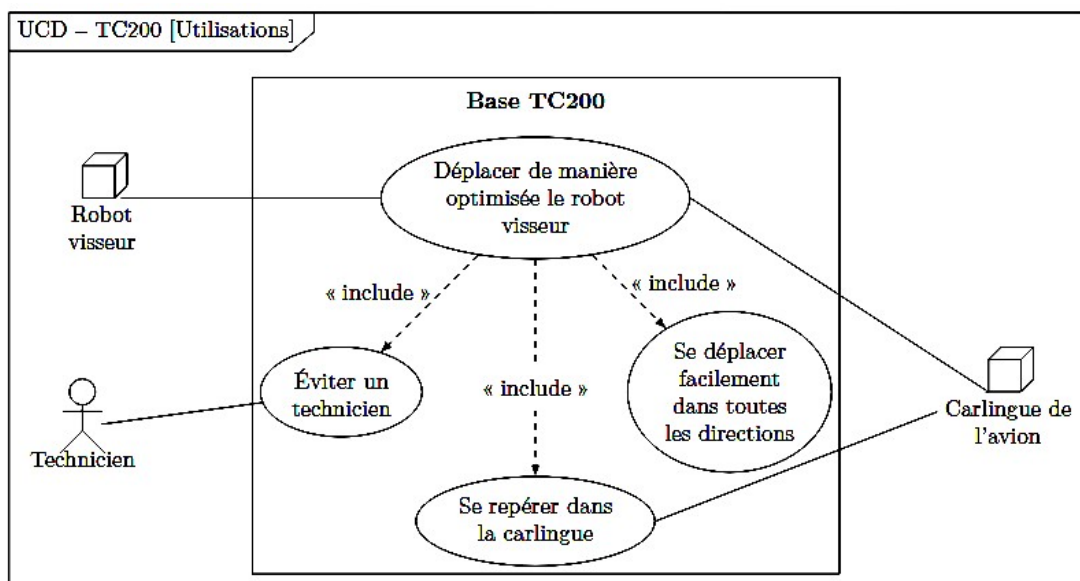
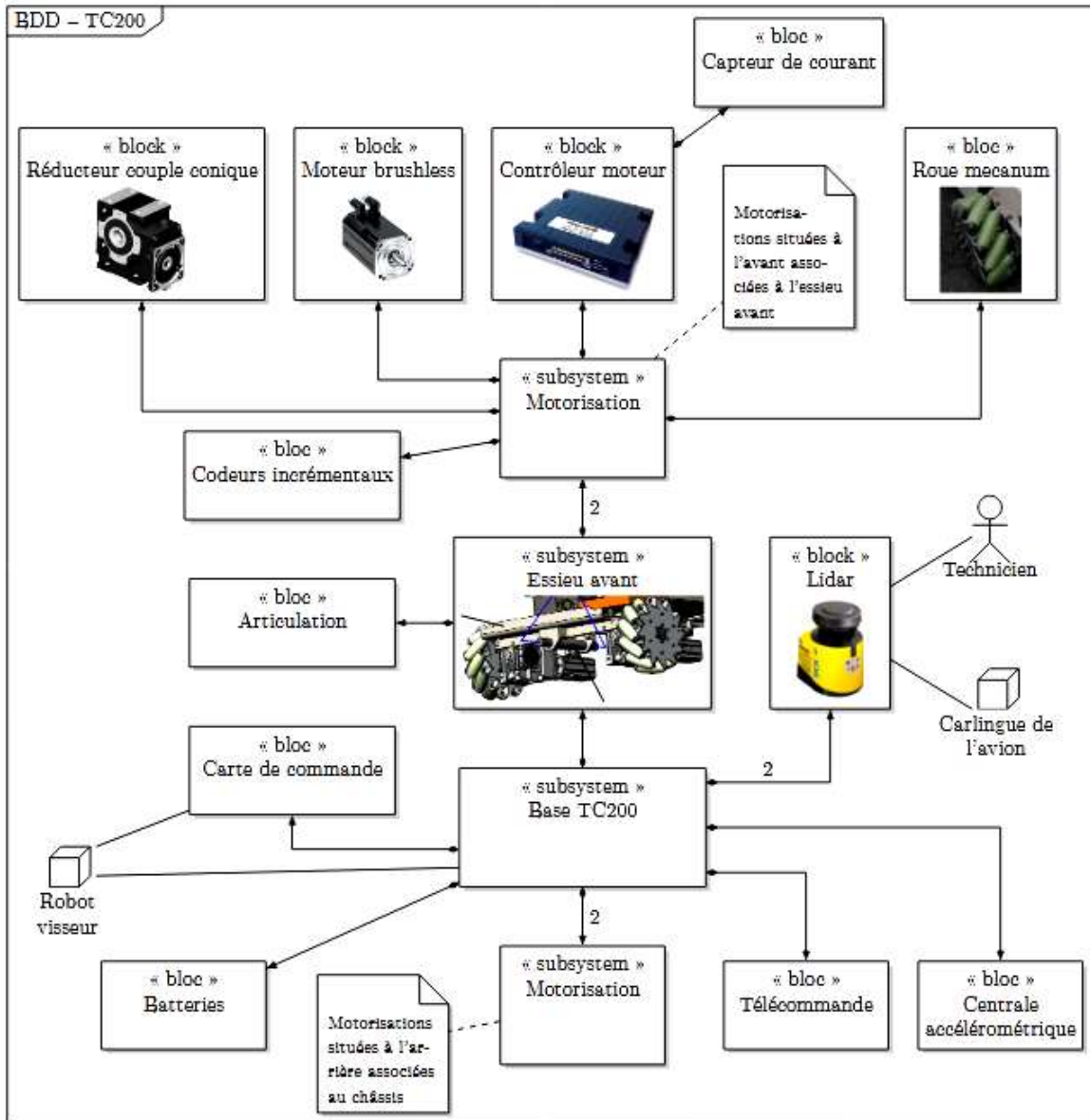


Diagramme de définition des blocs



Objectif

L'exigence 1.1 est : la base doit permettre un déplacement optimal dans toutes les directions.

On se propose d'étudier la solution technologique assurant cette exigence.

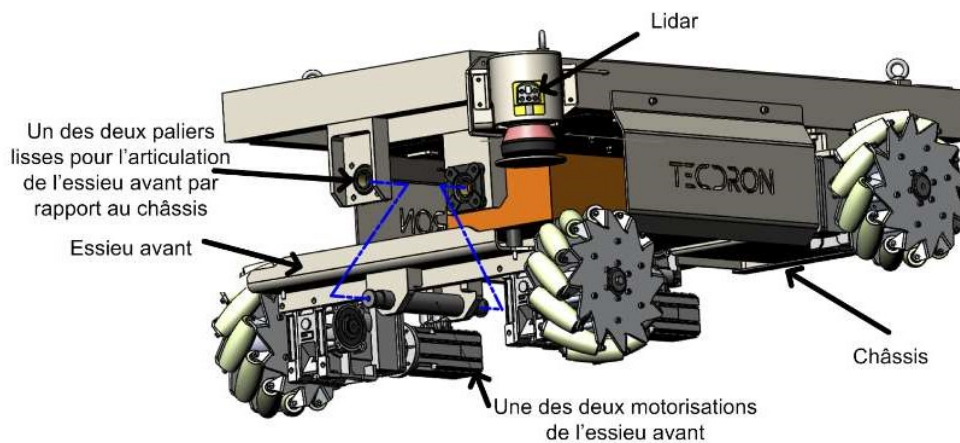
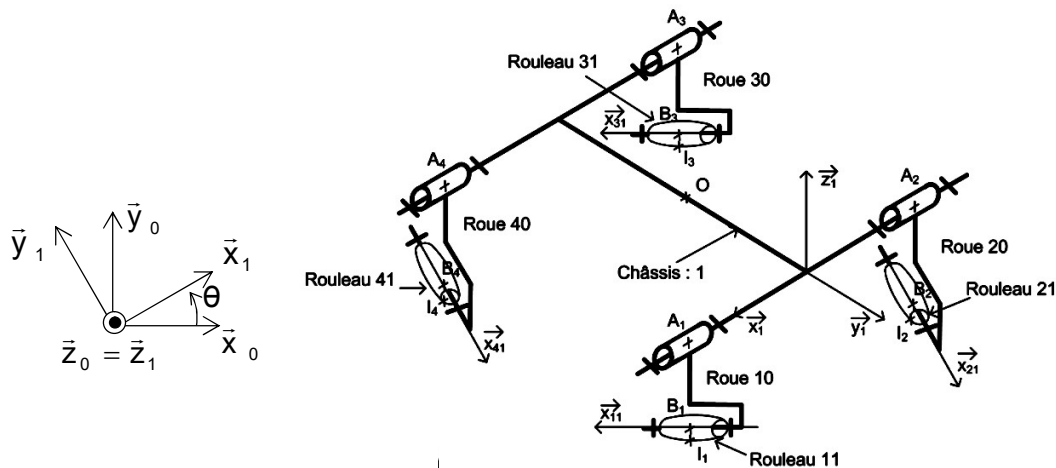


Schéma cinématique étudié :



Paramétrage

Solide	Base associée	Paramétrage	
Sol 0	$(\vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$		
Châssis 1	$(\vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$	$(\vec{x}_0, \vec{x}_1) = \theta, (\vec{y}_0, \vec{y}_1) = \theta, \vec{z}_0 = \vec{z}_1$ $\vec{V}_{O \in 1/0} = V_x \vec{x}_1 + V_y \vec{y}_1, \vec{\Omega}_{1/0} = \dot{\theta} \vec{z}_1 = \omega \vec{z}_1$	
Roue 10 (avant droite)	$(\vec{x}_{10}, \vec{y}_{10}, \vec{z}_{10})$	$\vec{\Omega}_{10/1} = \omega_{10} \vec{x}_1, \vec{OA}_1 = a \vec{x}_1 + b \vec{y}_1, \vec{BA}_1 = R \vec{z}_1, (\vec{y}_{10}, \vec{y}_1) = V_1$	
Rouleau 11 (en contact avec le sol en l_1)	$(\vec{x}_{11}, \vec{y}_{11}, \vec{z}_{11})$	$(\vec{x}_1, \vec{x}_{11}) = (\vec{y}_1, \vec{y}_{11}) = \alpha_{11}, \vec{\Omega}_{11/10} = \beta_{11} \vec{x}_{11},$ $\vec{l}_1 \vec{B}_1 = r \vec{z}_1$	
Roue 20 (avant gauche)	$(\vec{x}_{20}, \vec{y}_{20}, \vec{z}_{20})$	$\vec{\Omega}_{20/1} = \omega_{20} \vec{x}_1, \vec{OA}_2 = -a \vec{x}_1 + b \vec{y}_1, \vec{BA}_2 = R \vec{z}_1, (\vec{y}_{20}, \vec{y}_1) = V_2$	
Rouleau 21 (en contact avec le sol en l_2)	$(\vec{x}_{21}, \vec{y}_{21}, \vec{z}_{21})$	$(\vec{x}_1, \vec{x}_{21}) = (\vec{y}_1, \vec{y}_{21}) = \alpha_{21}, \vec{\Omega}_{21/20} = \beta_{21} \vec{x}_{21},$ $\vec{l}_2 \vec{B}_2 = r \vec{z}_1$	
Roue 30 (arrière gauche)	$(\vec{x}_{30}, \vec{y}_{30}, \vec{z}_{30})$	$\vec{\Omega}_{30/1} = \omega_{30} \vec{x}_1, \vec{OA}_3 = -a \vec{x}_1 - b \vec{y}_1, \vec{BA}_3 = R \vec{z}_1, (\vec{y}_{30}, \vec{y}_1) = V_3$	
Rouleau 31 (en contact avec le sol en l_3)	$(\vec{x}_{31}, \vec{y}_{31}, \vec{z}_{31})$	$(\vec{x}_1, \vec{x}_{31}) = (\vec{y}_1, \vec{y}_{31}) = \alpha_{31}, \vec{\Omega}_{31/30} = \beta_{31} \vec{x}_{31},$ $\vec{l}_3 \vec{B}_3 = r \vec{z}_1$	
Roue 40 (arrière droite)	$(\vec{x}_{40}, \vec{y}_{40}, \vec{z}_{40})$	$\vec{\Omega}_{40/1} = \omega_{40} \vec{x}_1, \vec{OA}_4 = a \vec{x}_1 - b \vec{y}_1, \vec{BA}_4 = R \vec{z}_1, (\vec{y}_{40}, \vec{y}_1) = V_4$	
Rouleau 41 (en contact avec le sol en l_4)	$(\vec{x}_{41}, \vec{y}_{41}, \vec{z}_{41})$	$(\vec{x}_1, \vec{x}_{41}) = (\vec{y}_1, \vec{y}_{41}) = \alpha_{41}, \vec{\Omega}_{41/40} = \beta_{41} \vec{x}_{41},$ $\vec{l}_4 \vec{B}_4 = r \vec{z}_1$	
Rayon des roues (sans rouleau)	R=127 mm	Angles des rouleaux 11 et 31	$\alpha_{11} = \alpha_{31} = -45^\circ$
Rayon des rouleaux	r=19,1 mm	Angles des rouleaux 21 et 41	$\alpha_{21} = \alpha_{41} = 45^\circ$
Demi-voie avant ou arrière	a=350 mm		
Demi-empattement	b=376,5 mm		

Question 1 : Exprimer le vecteur vitesse $\vec{V}_{I_1 \in 1/0}$ à partir du vecteur vitesse $\vec{V}_{O \in 1/0}$.

Question 2 : Justifier que $\vec{V}_{A_1 \in 10/1} = \vec{0}$. En déduire une expression de $\vec{V}_{I_1 \in 10/1}$.

Question 3 : Justifier que $\vec{V}_{B_1 \in 11/10} = \vec{0}$. En déduire une expression de $\vec{V}_{I_1 \in 11/10}$.

Question 4 : En déduire alors une expression de $\vec{V}_{I_1 \in 11/0}$. Déterminer une expression de V_x et de V_y s'il y a roulement sans glissement en I_1 .

Par une méthode similaire on peut obtenir les relations suivantes :

$$V_x - b \cdot \omega - r \cdot \dot{\beta}_{21} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 0$$

$$V_x + b \cdot \omega + r \cdot \dot{\beta}_{31} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 0$$

$$V_y - a \cdot \omega + (r+R) \cdot \omega_{20} + r \cdot \dot{\beta}_{21} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 0$$

$$V_y - a \cdot \omega + (r+R) \cdot \omega_{30} + r \cdot \dot{\beta}_{31} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 0$$

$$V_x + b \cdot \omega - r \cdot \dot{\beta}_{41} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 0$$

$$V_y + a \cdot \omega + (r+R) \cdot \omega_{40} + r \cdot \dot{\beta}_{41} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 0$$

Les paramètres cinématiques du châssis par rapport au sol sont notés sous la forme d'une matrice colonne V et l'ensemble des vitesses angulaires des roues par rapport au châssis sous la forme d'une matrice colonne W

définies par : $V = \begin{pmatrix} \omega \\ V_x \\ V_y \end{pmatrix}$ et $W = \begin{pmatrix} \omega_{10} \\ \omega_{20} \\ \omega_{30} \\ \omega_{40} \end{pmatrix}$.

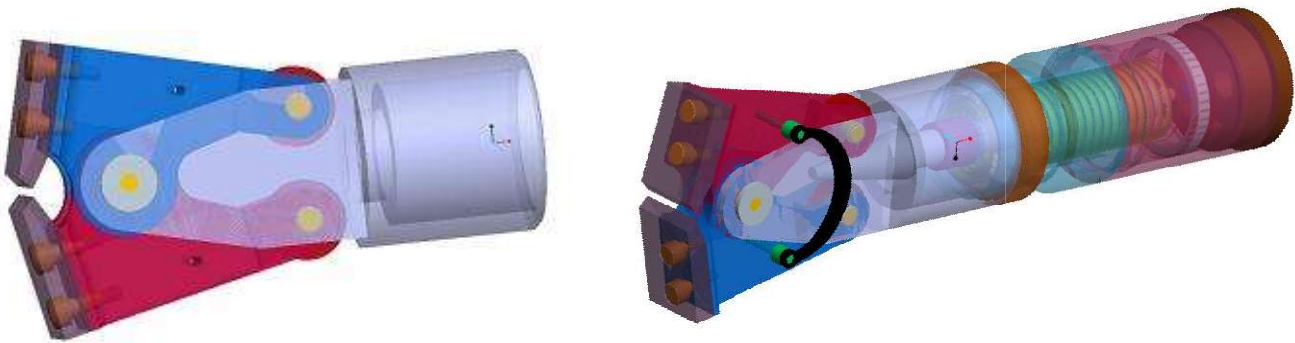
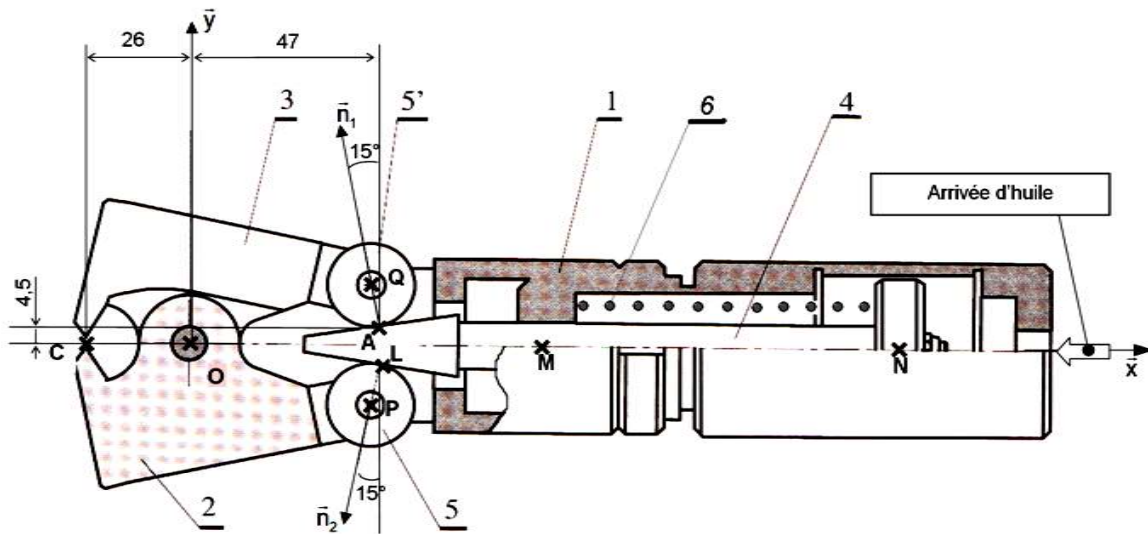
Question 5 : Déterminer la matrice M telle que $W=M \cdot V$.

Question 6 : Déterminer W_1 , W_2 et W_3 correspondant respectivement à des paramètres de mouvements de

la base définis par $V_1 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}$, $V_2 = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}$ et $V_3 = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix}$.

Question 7 : Connaissant W , expliquer s'il est possible de déterminer de manière unique V .

Partie 2 : Pince coupe câble hydraulique (d'après un sujet CCINP)

**Présentation**

La pince coupe câble ci-dessus se compose d'un piston 4 en **liaison pivot glissant** d'axe (N, \vec{X}) avec le corps 1. Le piston 4 sous l'effet du fluide pousse les galets 5 et 5' en A et L (**contacts ponctuels** de normales \vec{n}_1 et \vec{n}_2). Ces galets sont en **liaisons pivots** d'axe (Q, \vec{Z}) et (P, \vec{Z}) avec les pinces 2 et 3. Les pinces sont en **liaison pivot** d'axe (O, \vec{Z}) avec le bâti 1 et elles tournent sous l'effet de la poussée du piston.

L'effort du ressort 6 sur le piston est $\vec{F}_r = F_r \cdot \vec{x}$ avec $F_r = 250$ N.

Le rayon du piston est de 20 mm. La pression de l'huile qui alimente la pince est de 25 Mpa.

Hypothèses

Le problème est plan dans le plan (\vec{x}, \vec{y}) .

Le plan (\vec{x}, \vec{z}) est plan de symétrie donc **les normes des efforts en A et en L sont égales.**

Les effort en C pour couper le câble sont verticaux et leur moment en C est nul.

On néglige le couple généré par la lame ressort qui a été ajoutée pour ouvrir les lames.

Le poids des pièces ainsi que les phénomènes d'adhérence sont négligés.

Ecriture

On note $\vec{A}_{i \rightarrow j}$ la résultante des forces qu'exercent la pièce i sur la pièce j en A.

On note X_{ij} et Y_{ij} les composantes en \vec{x} et en \vec{y} de la résultante des forces qu'exercent la pièce i sur la pièce j .

On note $\vec{M}_{A,i \rightarrow j}$ le moment en A des forces qu'exercent la pièce i sur la pièce j .

On note N_{Aij} la composante en \vec{z} du moment des forces qu'exercent la pièce i sur la pièce j .

L'effort au niveau du câble est noté $\vec{F}_c = F_c \cdot \vec{y}$.

Objectif

On veut déterminer la force de la pince sur le câble pour voir quel diamètre maximal elle peut couper.

Question 8 : Dessiner le graphe n'analyse du mécanisme en faisant apparaître toutes les efforts agissant sur la pince.

Question 9 : Faire le bilan des actions mécaniques s'exerçant sur 4. Donner la forme des torseurs modélisant ces actions mécaniques (il s'agit de préciser les composantes du torseur qui sont nulles). Simplifier en rouge ces torseurs du fait de la nature plane du problème.

Quand cela est possible, calculer les composantes de ces torseurs.

Question 10 : Que peut-on dire des solides 5 et 5', en déduire une relation entre $X_{5'4}$ et $Y_{5'4}$ et une relation entre X_{54} et Y_{54} .

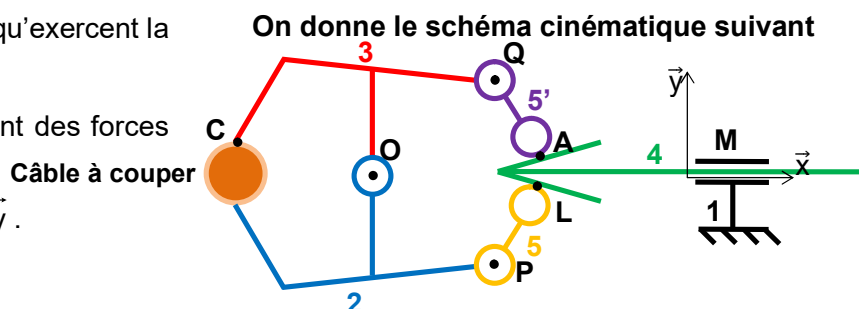
Question 11 : Appliquer le P.F.S. sur la pièce 4 (**théorème de la résultante uniquement pour les forces horizontales**) et en déduire la valeur de $X_{5'4}$ puis la valeur de $Y_{5'4}$.

Question 12 : Faire le bilan des actions mécaniques s'exerçant sur 3+5'. Donner la forme des torseurs modélisant ces actions mécaniques. Quand cela est possible, donner les valeurs des composantes de ces torseurs.

Question 13 : En appliquant le PFS sur l'ensemble 3+5' (**théorème du moment statique en O**), déterminer F_c .

Pour le calcul des moments en O, utiliser les bras de levier et les cotes données sur le dessin en début de partie.

Question 14 : Le câble a une résistance au cisaillement de 500 MPa. Il faut, pour couper ce câble, que $\frac{F_c}{S_c} > 500 \text{ MPa}$ où F_c est la force d'une des pinces sur le câble et S_c la section du câble (supposée cylindrique). Calculer la section maximale que peut couper la pince.



Partie 3 La dépose de bagages automatique (DBA) dans les aéroports (extrait d'un sujet CCS)

Présentation du sujet

Depuis déjà plusieurs années, 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 (jusqu'à un vol toutes les 30 minutes), par exemple certains vols Paris-Région hors IdF.

Première étape : les bornes "libre service» (BLS)



Deuxième étape : la dépose de bagages automatisée (DBA)



Le système de DBA permet au passager de déposer un bagage en toute autonomie.

Les principales fonctionnalités de la dépose de bagage automatisée de (DBA) :

- une borne munie d'une interface homme-machine accueille le passager et le guide dans ses actions ;
- un scanner permet l'identification du passager avec sa carte d'embarquement ;
- une zone adaptée permet la dépose des bagages de manière ergonomique ;
- les dimensions du bagage et son poids sont contrôlés automatiquement ;
- la présence d'un sas évite toute intrusion d'un objet autre que le bagage ;
- une porte coulissante protège le passager et assure la sûreté de la machine (anti-intrusion) lors de la prise en charge du bagage ;
- le bagage est couché par un système de basculement du convoyeur de dépose afin d'optimiser son insertion dans le système de l'aéroport ;
- la lecture automatique des étiquettes des bagages est effectuée avec un champ de lecture des codes-barres proche de 360° ;
- à la fin du processus, soit le bagage est rendu au passager (en cas de bagage hors format ou d'étiquette illisible), soit le passager reçoit un reçu pour ses bagages. La figure 1 propose un diagramme des exigences partiel du système. Le système DBA est constitué par un basculeur actionné par un dispositif bielle-manivelle et une machine asynchrone (figures 2 et 3).Le sujet consiste à :
- valider la solution technologique retenue pour mouvoir le basculeur du DBA ;
- vérifier le bon dimensionnement du groupe moto-variateur associé ;
- paramétrer ce groupe moto-variateur.

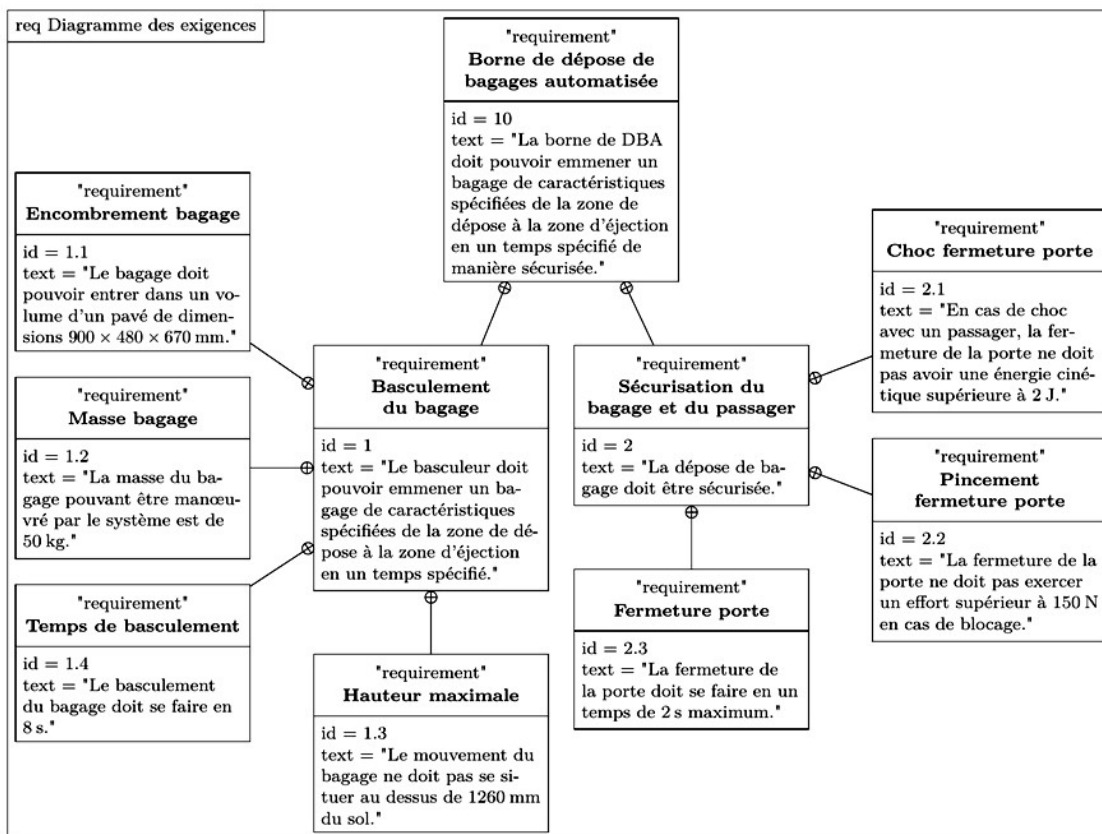


Figure 1 Diagramme des exigences partiel

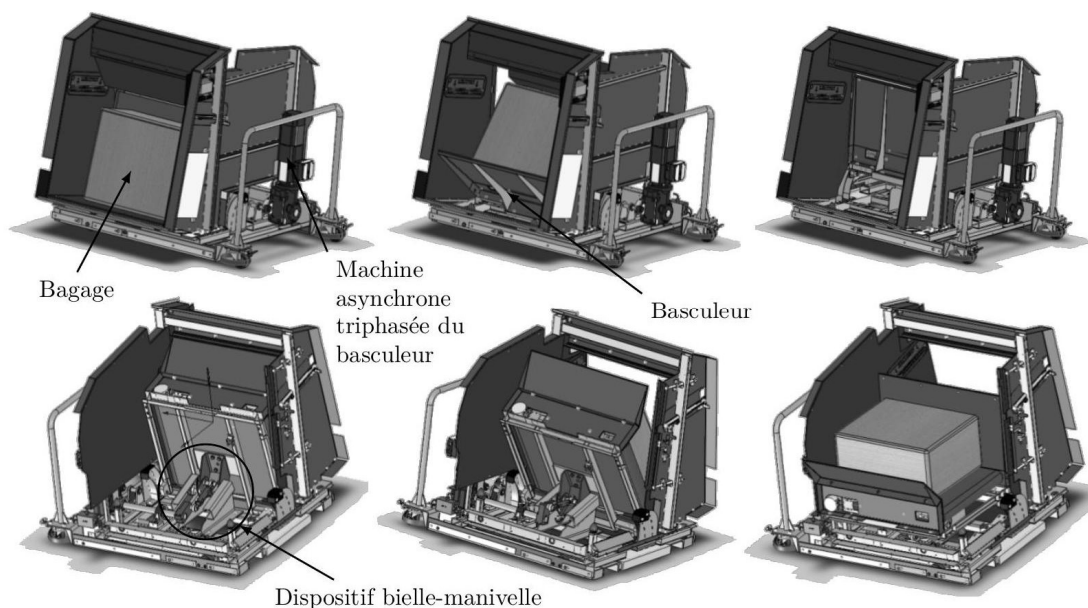


Figure 2 Basculeur en situation initiale (haut et bas à gauche), intermédiaire (haut et bas au centre), en position d'éjection (à droite). Les vues du côté passager sont sur la ligne de figures du haut, les vues du côté opposé au passager sur la ligne du bas.

Dans la première partie, il est proposé de vérifier certains aspects cinématiques du mouvement du bagage en accord avec l'exigence 1.3 (le mouvement du bagage ne doit se situer au-dessus de 1260 mm du sol).

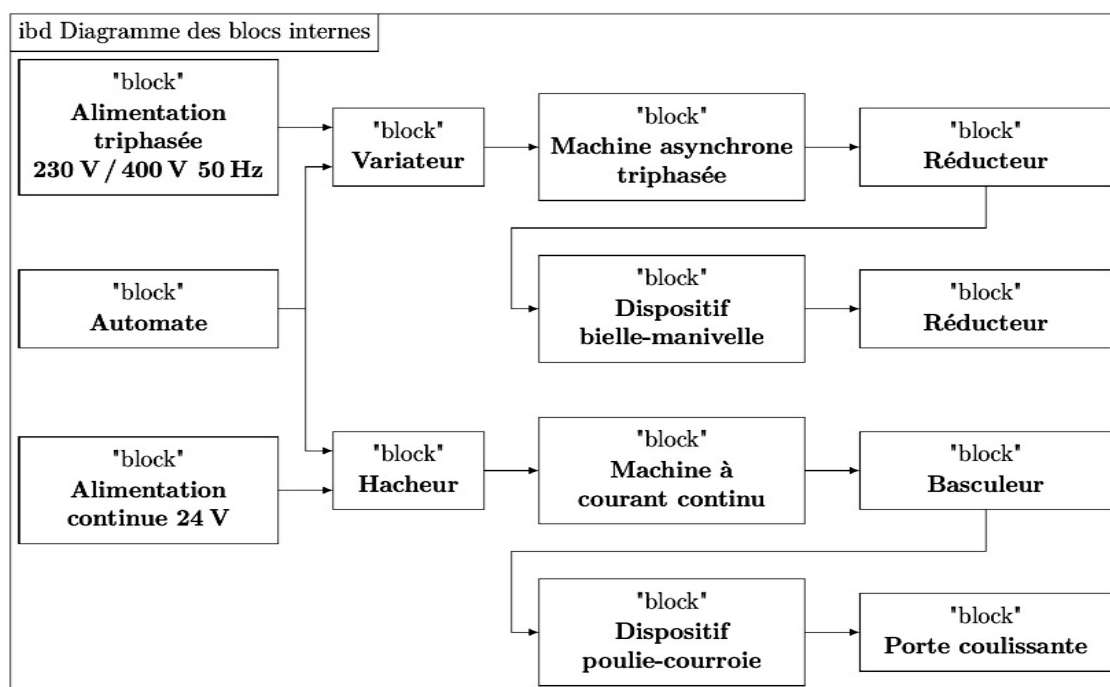


Figure 3 Diagramme des blocs internes partiel

La seconde partie permet de vérifier le dimensionnement de la machine asynchrone triphasée en vitesse (vis-à-vis de l'exigence 1.4 : le basculement du bagage doit se faire en 8 s), en couple (vis-à-vis de l'exigence 1.2 : la masse du bagage pouvant être manœuvré par le système est de 50 kg) et en puissance. Enfin, la troisième partie propose différentes approches pour déterminer la fréquence de pilotage du variateur de vitesse de la machine asynchrone, participant à la validation de l'exigence 1.4 (le basculement du bagage doit se faire en 8 s).

II Validation de l'exigence de compacité du DBA

Objectif

L'objectif de cette partie est de vérifier que la cinématique du basculement du bagage choisie par le concepteur respecte l'exigence de hauteur maximale (exigence 1.3 : le mouvement du bagage ne doit pas se situer au-dessus de 1260 mm du sol).

Contexte : une étude psychologique liée au besoin a conclu que le système de dépose de bagage automatisé devait être rassurant pour le passager. Cette étude a proposé de limiter la hauteur du DBA afin que le passager soit en lien visuel avec son environnement.

Problématique: en conséquence, la recherche d'un encombrement réduit constitue un axe prioritaire dans la conception du DBA.

Modélisation et paramétrage : le mouvement du bagage est particulier. En effet, la position initiale est celle où le bagage est légèrement incliné vers le basculeur, la position finale est celle où le bagage est horizontal mais doit être dans une position proche du tapis d'évacuation de bagages.

Une première idée de mouvement serait de basculer le bagage sous forme d'une seule rotation. La position initiale n'est pas tout à fait verticale, pour que le bagage ne risque pas de retomber du côté du passager (figure 4).

On note $OA=r=720$ mm, $AB=b=480$ mm, $BC=h=670$ mm, $\overrightarrow{OC}=x_C\vec{x}_0+y_C\vec{y}_0$.

Question 15 : A partir de la figure 4, déterminer la position y_C du point C, suivant la verticale \vec{y}_0 , en fonction de α et des constantes du problème.

Question 16 : Déterminer la valeur maximale de y_C . Faire l'application numérique. Déterminer l'écart entre la valeur de y_C pour ce modèle et la valeur de l'exigence 1.3 ; conclure sur le respect de l'exigence avec ce type de mouvement du bagage.

La solution adoptée est de guider le support de bagage à l'aide de galets se déplaçant sur deux rampes (figure 5) :

- Une rampe curviligne ;
- Une rampe rectiligne descendante.
- Ces deux rampes sont encastrées au bâti du système.

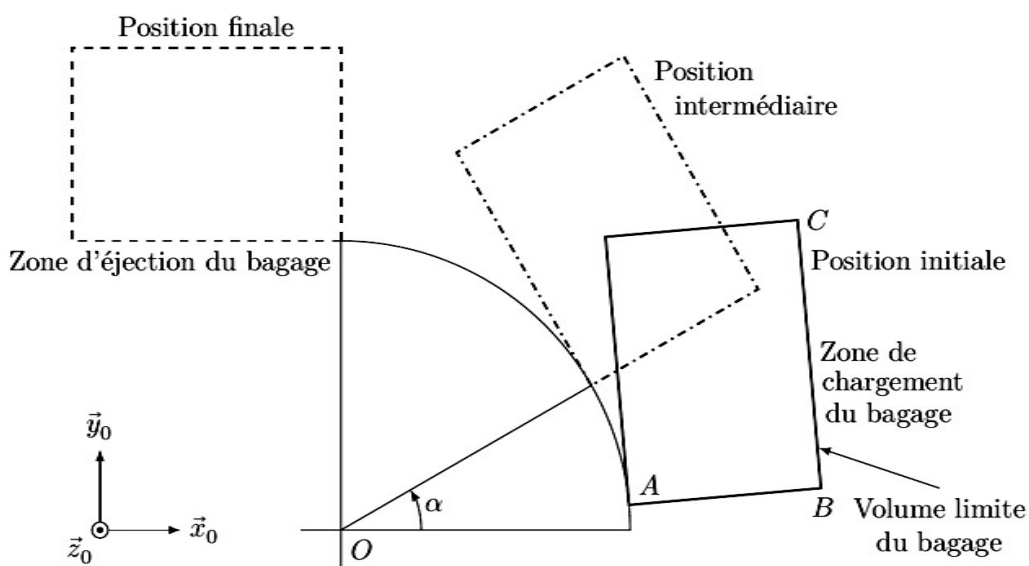


Figure 4

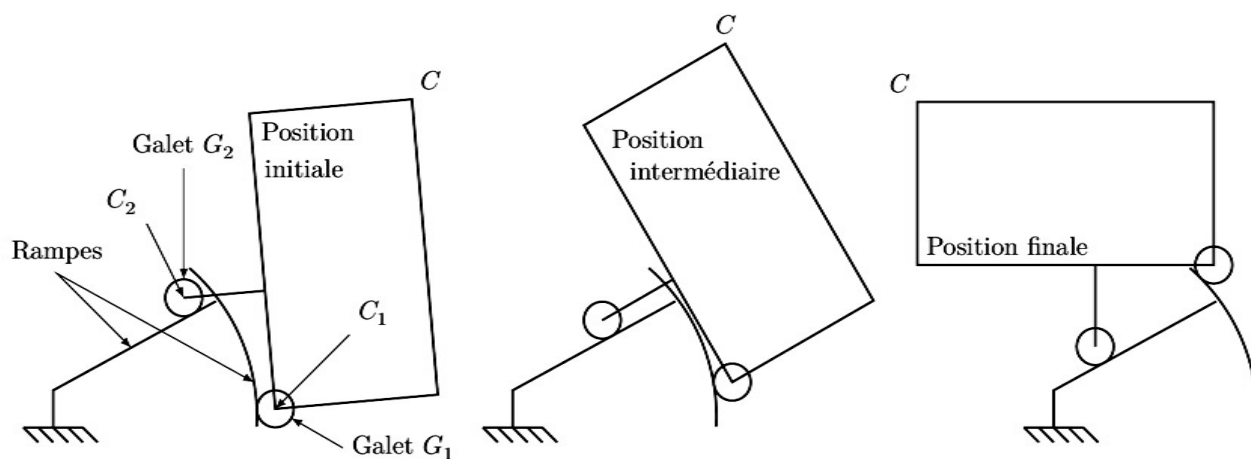


Figure 5

Question 17 : Déterminer la forme de trajectoire du point C_1 centre du galet G_1 par rapport au bâti.

Question 18 : Déterminer la forme trajectoire du point C_2 centre du galet G_2 par rapport au bâti.

On donne figures 6 et 7 la trajectoire du coin supérieur droit C de l'espace bagage par rapport au bâti.

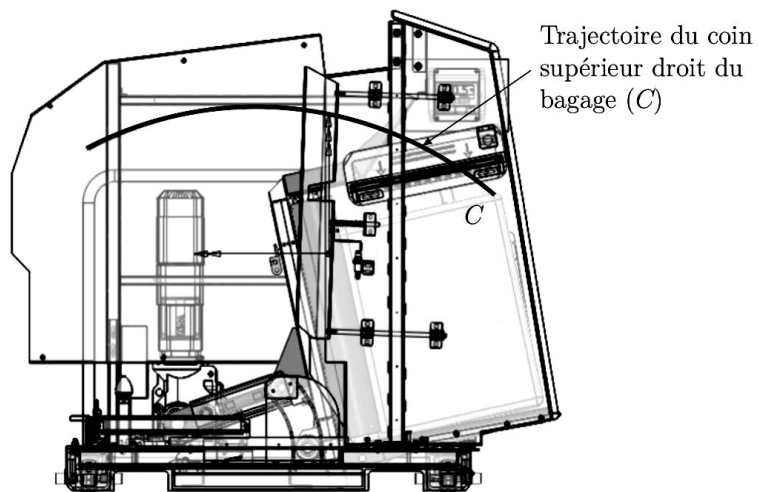


Figure 6 Trajectoire du coin supérieur droit (point C)

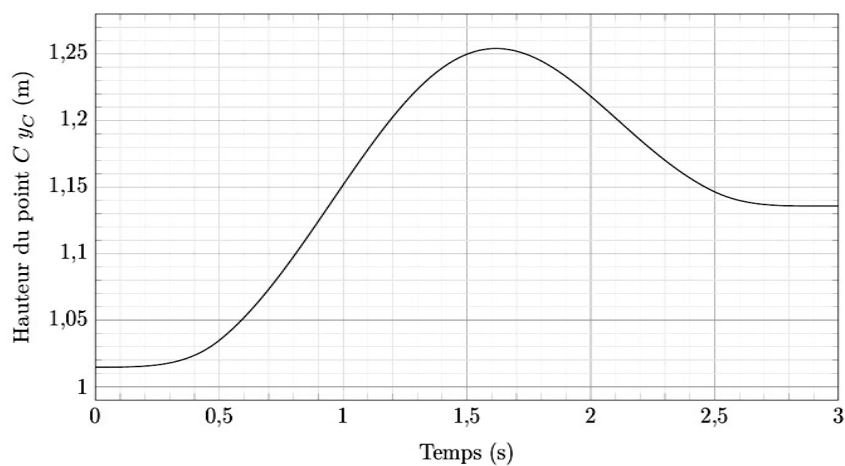


Figure 7 Altitude du coin supérieur droit (point C). La situation initiale correspond à $t=0$ et la situation finale correspond à $t=3$ s.

Question 19 : Conclure quant au respect de l'exigence de hauteur (exigence 1.3).

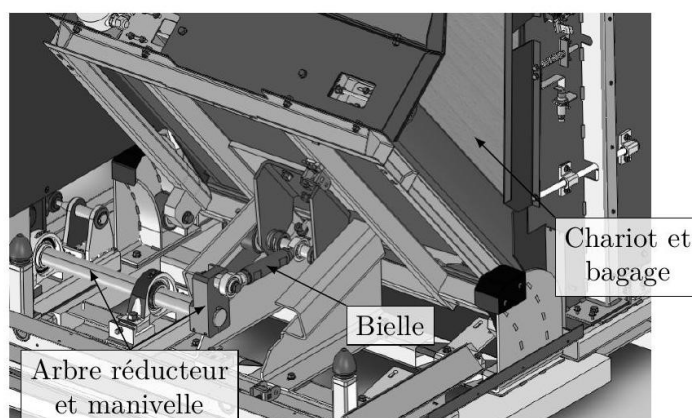


Figure 8 Mécanisme du basculeur

Dimensionnement du moteur

Recherche de la vitesse de rotation maximale en vue du dimensionnement de la machine triphasée

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 figure 9 le profil de vitesse de rotation 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 : $t_1=0,5$ 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 20 : Déterminer ω_{max} en fonction des différents t_i . Faire l'application numérique.

Question 21 : En déduire la vitesse de rotation de l'arbre moteur maximale ω_{motmax} . Faire l'application numérique et donner le résultat en $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$.

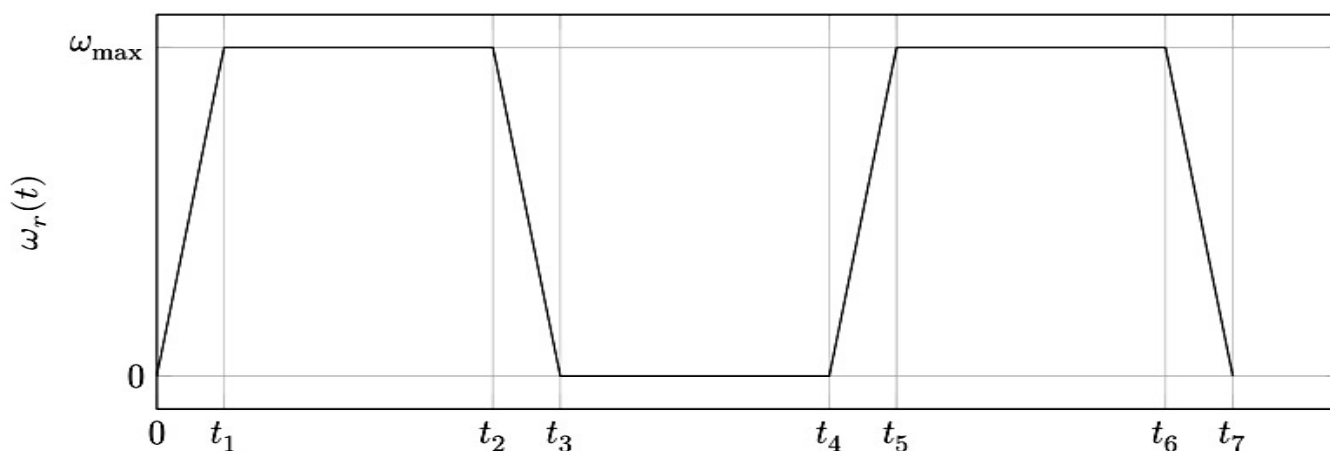


Figure 9 Profil de vitesse de rotation de l'arbre de sortie de réducteur

Recherche du couple moteur maximal en vue du dimensionnement du moteur

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 :

- S0 le bâti ;
- S1 l'ensemble constitué par le chariot, le bagage et les galets, dont le centre de gravité est noté G et la masse est notée $m=80$ kg;
- S2 la bielle de direction \vec{x}_2 ;
- S3 l'arbre de sortie de réducteur et la manivelle $\overline{ED}=R\vec{x}_3$ avec $R=86$ mm.

Le mouvement est considéré comme plan.

On néglige toutes les masses sauf celle de l'ensemble S1. Toutes les liaisons sont parfaites. Le référentiel lié au solide S0 est considéré galiléen. On note l'accélération de la pesanteur $\vec{g}=-g\vec{y}_0$ avec $g=9,81$ m·s⁻².

Les liaisons entre S0 et S1 sont des liaisons sphère-plan de normales (A_1, \vec{x}_{11}) et (A_2, \vec{x}_{12}) .

On note le point d'intersection des normales (A_1, \vec{x}_{11}) et (A_2, \vec{x}_{12}) . On note $\overline{IB}=L_2\vec{x}_{12}$ et $\overline{IG}=x_G\vec{x}_0+y_G\vec{y}_0$.

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 $i \in \{2;3;11;12\}$ (figures 10 et 11).

La liaison entre S1 et S2 est une liaison pivot d'axe (B, \vec{z}_0) .

La liaison entre S2 et S3 est une liaison pivot d'axe (D, \vec{z}_0) .

La liaison entre S0 et S3 est une liaison pivot d'axe (E, \vec{z}_0) .

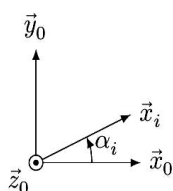


Figure 10

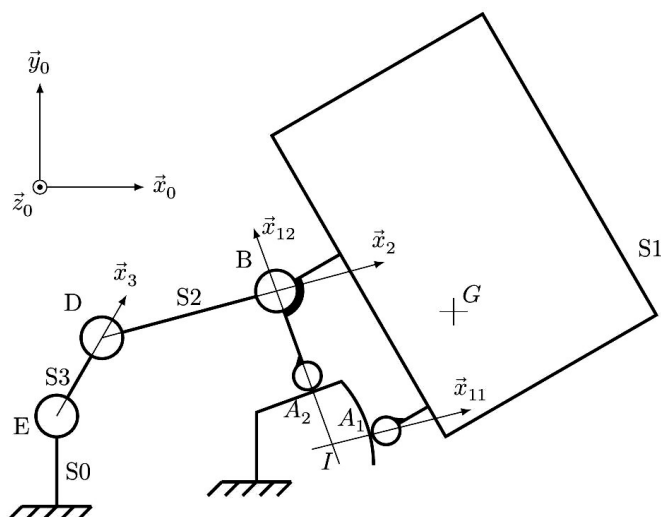


Figure 11 Schéma cinématique du basculeur

Question 22 : Déterminer la forme des torseurs $\{\mathcal{T}_{S0 \rightarrow S1}^1\}$ au point A_1 et $\{\mathcal{T}_{S0 \rightarrow S1}^2\}$ au point A_2 des actions mécaniques des rampes du bâti S0 s'appliquant sur le chariot S1. Ces torseurs sont-ils des glisseurs?

Question 23 : La somme des torseurs $\{\mathcal{T}_{S0 \rightarrow S1}^1\}$ et $\{\mathcal{T}_{S0 \rightarrow S1}^2\}$ est-elle un glisseur? Si oui, déterminer un point de son support.

Question 24 : Déterminer la forme du torseur $\{\mathcal{T}_{S2 \rightarrow S1}\}$ de l'action mécanique de la bielle S2 sur l'ensemble S1 au point B. On notera F_B la norme de la résultante de ce torseur.

Question 25 : En isolant S1, et en calculant les moments en I, déterminer l'expression de F_B en fonction de la masse m de S1, des angles α_i et des constantes du problème.

Question 26 : On note C_{red} le couple exercé par l'arbre de sortie de réducteur sur la manivelle S3. Montrer rigoureusement que $C_{red} - RF_B \sin(\alpha_3 - \alpha_2) = 0$.

Dans la configuration choisie, on a $x_G = 506$ mm, $L_2 = 140$ 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 27 : En déduire l'expression du couple C_{red} qu'exerce le réducteur sur la manivelle S3 en fonction du poids du chariot, des angles α_i et des constantes du problème. Faire l'application numérique.

Question 28 : En déduire la valeur numérique C_m du couple qu'exerce l'arbre du moteur électrique sur l'arbre d'entrée du réducteur (on supposera le rendement du réducteur égal à 1).

Partie 4 Gyropode à usage professionnel HUBLEX (extrait d'un sujet CCINP)

Présentation générale

Le système étudié dans ce sujet, appelé Hublex, est un gyropode professionnel destiné à faciliter le déplacement des collaborateurs au sein d'entreprises, administrations, hôpitaux... lorsque ces lieux sont de grandes tailles. La figure 1 montre un exemple d'utilisation dans l'entrepôt d'une entreprise de logistique.

Il est en effet prouvé que les déplacements piétons sur les lieux de travail peuvent générer, s'ils sont répétitifs, des fatigues extrêmes ainsi que des troubles musculosquelettiques. Il n'est pas rare, par exemple, qu'au cours d'une journée, des employés marchent plusieurs kilomètres sur leur lieu de travail, parfois sous la forme de micro-déplacements. C'est dans ce contexte qu'a été conçu, en France, le Hublex. Ce gyropode doit permettre de réduire la fatigue des collaborateurs afin d'augmenter leur bien-être. Sa particularité est d'avoir été spécifiquement créé pour s'intégrer dans un environnement de travail grâce à des caractéristiques techniques qui le différencient des gyropodes classiques :

- Prise en main en moins de 5 minutes.
- Maniabilité optimisée.
- Faible largeur, inférieure à 40 cm .
- Léger, moins de 12 kg .
- Utilisable 24 h/24 grâce à sa batterie interchangeable.

On peut voir, figure 1, une vue générale du produit. Les principales exigences du système sont présentées dans le diagramme d'exigences (voir page 19/19).

Description du produit

Le Hublex se caractérise par une conception originale alliant une structure et une motorisation à la fois épurées mais aussi très modernes (voir figure 2). Le châssis est constitué de pièces évidées et les roues sont sans moyeu (« hubless » en anglais). La liaison pivot entre chaque roue et le châssis est astucieusement réalisée par l'intermédiaire de liaisons quasi ponctuelles, ce qui permet de limiter le coût et la quantité de matière nécessaire à sa réalisation.

Figure 1 - Vue générale du Hublex



Chaque roue possède sa propre motorisation constituée d'une machine synchrone avec autopilotage permettant de s'affranchir de l'utilisation d'un réducteur. La transmission se résume à un galet directement lié à l'arbre moteur entraînant la roue (voir figure 3).

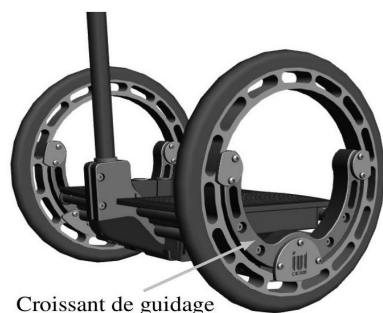


Figure 2 - Vue extérieure de la structure croissant de guidage

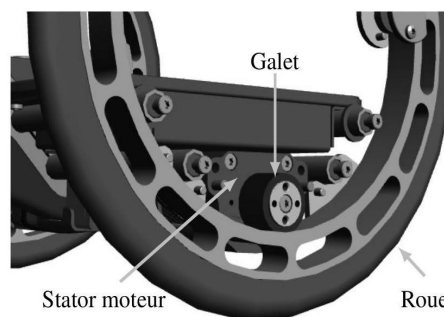


Figure 3 - Détail de la transmission par galet (sans

Principe de fonctionnement général

Les principaux composants constituant un Hublex sont rassemblés dans le diagramme de bloc interne (figure 4).

Le pilote commande la direction et la vitesse. Pour avancer ou reculer, il influe sur l'inclinaison du châssis du Hublex en se penchant en avant ou en arrière. Cette inclinaison, mesurée grâce à une centrale inertielle, correspond à une consigne d'accélération imposée par le pilote. Lorsqu'il se penche, l'équilibre de l'ensemble {Hublex + pilote} est assuré par le Hublex lui-même grâce à un asservissement visant à le redresser.

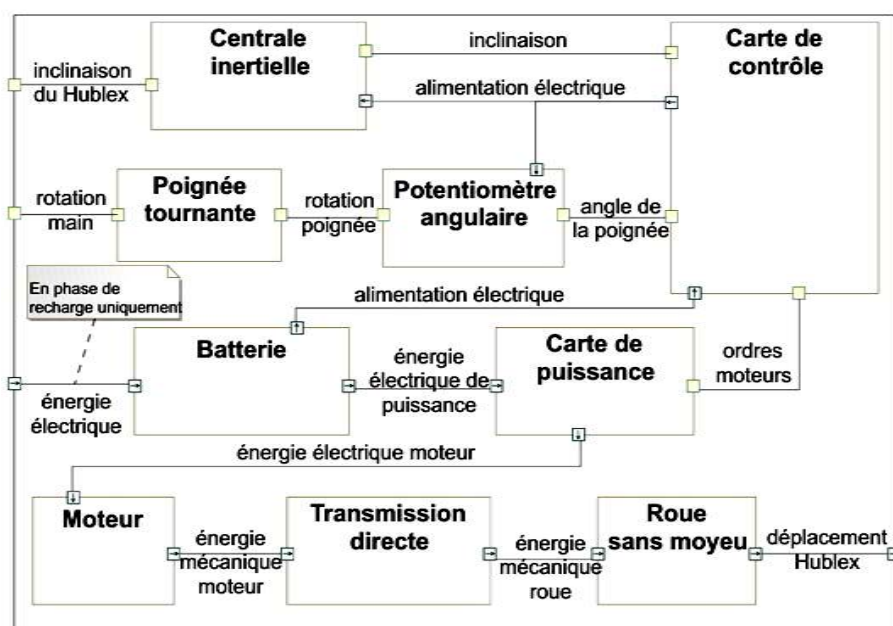


Figure 4 - Diagramme de bloc interne

La trajectoire du Hublex est, quant à elle, imposée par le pilote à l'aide d'une poignée située au bout du manche qu'il tourne en fonction de la direction souhaitée. Ainsi, la vitesse de chaque moteur est construite à partir de ces deux commandes. C'est la carte de contrôle qui génère la consigne d'intensité électrique imposée au moteur par l'intermédiaire d'un onduleur situé dans la carte de puissance.

Génération de la consigne des vitesses moteurs

Objectif : analyser le comportement cinématique du Hublex en virage et sur sol plat, afin d'obtenir la consigne de vitesse à imposer aux moteurs permettant de répondre notamment aux exigences «1.1.1» et «1.4.3».

Paramétrage du Hublex en trajectoire circulaire

Le Hublex dispose de deux moteurs permettant d'entraîner chaque roue indépendamment l'une de l'autre. Le mode de transmission utilisé est un mode direct par friction, de rapport $k=0,092$, entre un galet solidaire de l'arbre moteur gauche 4 et la jante de la roue gauche 2. La transmission côté droit est identique. Les arbres moteurs gauche 4 et droit 5 ne sont pas représentés.

On note $\vec{V}(M, S_i/R_j)$ la vitesse du point M dans le mouvement du solide S_i par rapport au repère R_j .

Le paramétrage est donné sur les figures 5, 6 et 7. On définit :

- Le repère $R_0(O_0, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$ lié au sol 0.
- Le repère $R_1(O_1, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$ lié au châssis 1 du Hublex, avec O_1 le point situé au centre du châssis 1 et sur l'axe de rotation des roues tel que $\vec{V}(O_1, S_1/R_0) = V\vec{y}_1$.
- Le repère $R_2(A, \vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2)$ lié à la roue gauche 2, avec A le centre de la roue gauche.
- Le repère $R_3(B, \vec{x}_3, \vec{y}_3, \vec{z}_3)$ lié à la roue droite 3, avec B le centre de la roue droite.

On note le vecteur constant $\vec{AB} = L\vec{x}_1$ et R le rayon d'une roue.

On s'intéresse à une trajectoire du Hublex (châssis 1) par rapport au sol de type circulaire, de centre O_0 et de rayon de courbure r_c , telle que définie figure 7. Les roues sont en contact avec le sol au point I (pour la roue gauche 2) et au point J (pour la roue droite 3). On fera l'hypothèse de roulement sans glissement des roues sur le sol en ces points. Le graphe des liaisons associé est donné figure 8.

On définit :

- La position angulaire du châssis 1 par rapport au sol 0 par l'angle θ_{10} , autour de $\vec{z}_0 = \vec{z}_1$ tel que $\theta_{10} = (\vec{x}_0, \vec{x}_1) = (\vec{y}_0, \vec{y}_1)$
- La position angulaire de la roue gauche 2 par rapport au châssis 1 par l'angle θ_{21} , autour de $\vec{x}_1 = \vec{x}_2$ tel que $\theta_{21} = (\vec{y}_1, \vec{y}_2) = (\vec{z}_1, \vec{z}_2)$.
- La position angulaire de la roue droite 3 par rapport au châssis 1 par l'angle θ_{31} , autour de $\vec{x}_1 = \vec{x}_3$ tel que $\theta_{31} = (\vec{y}_1, \vec{y}_3) = (\vec{z}_1, \vec{z}_3)$.

On note :

- Les vitesses angulaires associées : $\omega_{10} = \frac{d\theta_{10}}{dt}$, $\omega_{21} = \frac{d\theta_{21}}{dt}$ et $\omega_{31} = \frac{d\theta_{31}}{dt}$.
- La vitesse de rotation de l'arbre moteur gauche 4 (respectivement arbre moteur droit 5), non représenté sur les figures, par rapport au châssis 1 par ω_{41} (respectivement ω_{51}).

Étude de la cinématique pour une trajectoire circulaire

Question 29 : Donner sans démonstration la relation entre V , r_c et la vitesse de rotation ω_{10} .

Question 30 : En utilisant l'hypothèse de roulement sans glissement, établir la relation entre V , ω_{10} , ω_{21} et les constantes L et R .

Question 31 : En déduire l'expression de la vitesse de rotation du moteur gauche ω_{41} en fonction de V , ω_{10} , du rapport de transmission k et d'autres paramètres géométriques.

Question 32 : En déduire la relation entre V , ω_{10} et la vitesse de rotation du moteur droit ω_{51} .

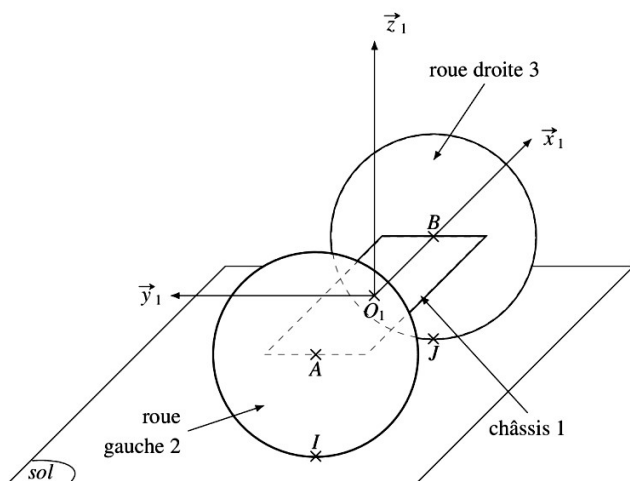


Figure 5 - Paramétrage du Hublex en perspective

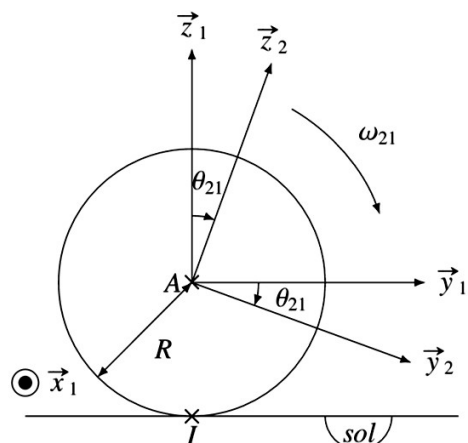


Figure 6 - Paramétrage de la roue gauche 2

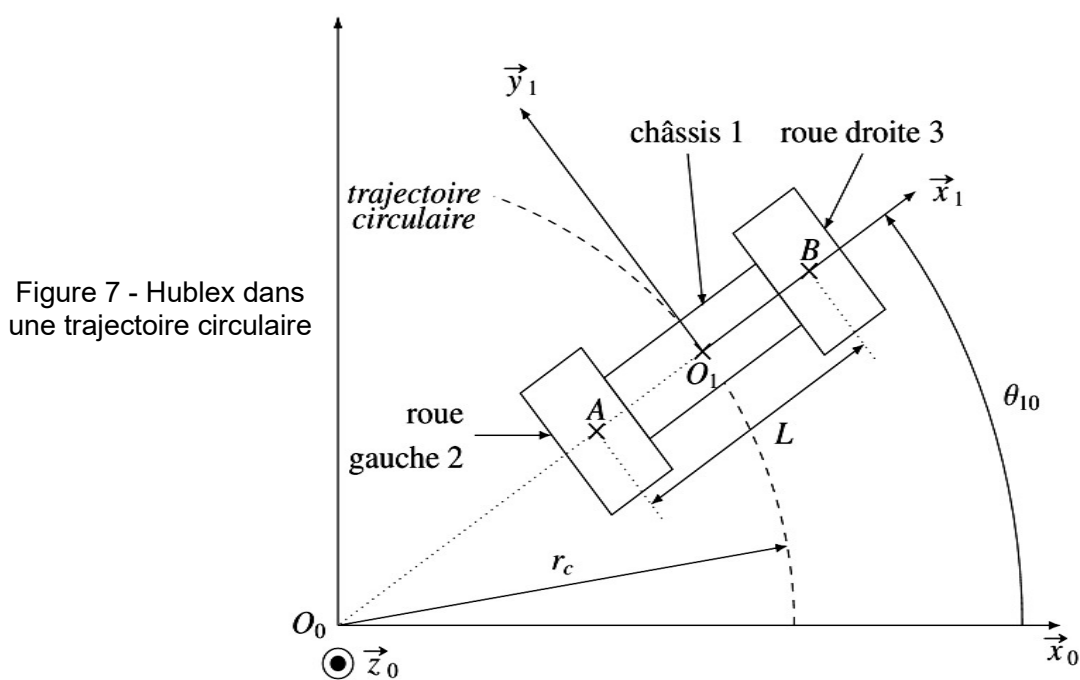


Figure 7 - Hublex dans une trajectoire circulaire

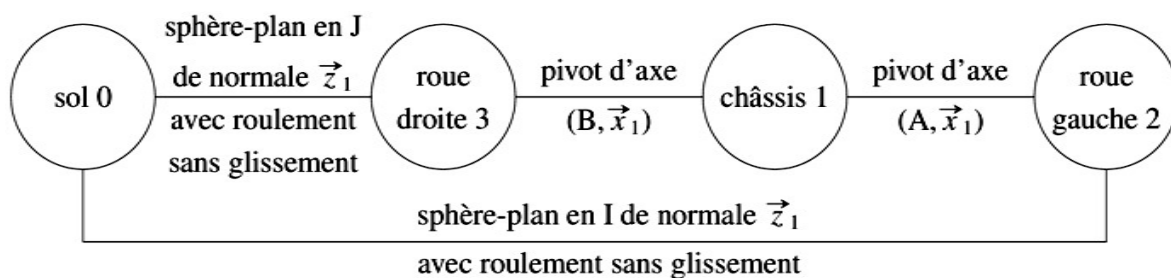


Figure 8 - Graphe des liaisons

Génération de la consigne de taux de rotation

La vitesse angulaire à imposer aux moteurs dépend donc de deux consignes fournies par le pilote :

- une consigne de vitesse V_c générée à partir de l'inclinaison du gyropode
- une consigne de taux de rotation ω_{10c} obtenue en tournant la poignée d'un angle δ au niveau du manche vertical et mesurée par un potentiomètre angulaire numérique.

Pour recueillir la consigne de virage imposée par le pilote, on utilise un potentiomètre numérique ayant 360° d'amplitude et fournissant une image de la position angulaire de la poignée sous forme d'un mot binaire de 10 bits. La rotation de la poignée est mécaniquement bloquée entre les angles -45° et $+45^\circ$. L'absence de rotation de la poignée (i.e. $\delta=0^\circ$) correspond au mot binaire valant 0 qui représente une consigne de trajectoire rectiligne.

Question 33 : Donner la résolution de ce capteur, c'est-à-dire sa précision angulaire.

Question 34 : Donner le nombre de positions effectivement mesurables avec la poignée du Hublex, ainsi que la plage des valeurs centrée autour de 0 .

Pour des raisons de sécurité et de confort, l'exigence «1.4.3» impose que l'accélération centrifuge dans un virage soit limitée à $a_{fmax}=0,5 g$, avec $g=9,81 m \cdot s^{-2}$ l'accélération de la pesanteur. Cette accélération centrifuge est définie par le rapport $a_f = \frac{V^2}{r_c}$.

Question 35 : Établir la relation entre a_f, V et ω_{10} . En déduire la valeur maximale ω_{10max} du taux de rotation admissible satisfaisant l'exigence « 1.4 » et ses sous-exigences.

On considère que la valeur ω_{10max} est associée à un rayon de courbure minimal atteint lorsque $\delta=45^\circ$ (poignée tournée au maximum) et que le rayon de courbure maximal est obtenu pour $\delta=0^\circ$ (poignée au centre). En choisissant un modèle de proportionnalité inverse, on obtient les deux relations suivantes reliant les consignes de vitesse des deux moteurs à la consigne fournie par le pilote en se penchant (liée à V) et à la consigne issue de la poignée (liée à δ) :

$$V-L \frac{g\delta}{V\pi} = -Rk\omega_{41}$$

$$V+L \frac{g\delta}{V\pi} = -Rk\omega_{51}$$

Question 36 : Reproduire et compléter le schéma bloc du DR2, représentant la génération des commandes des deux moteurs à partir des consignes données par le pilote permettant de respecter l'exigence «1.1.1» notamment.

DR2 - Schéma bloc de la génération des consignes

