



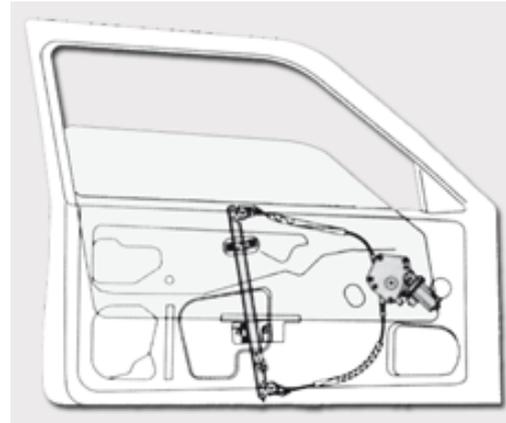
Ce devoir comporte deux problèmes, totalement indépendants.

■ Le 1^{er} problème est extrait du sujet des Concours Communs Polytechniques PSI 2017, relatif à une commande de lève-vitre de véhicule automobile. Il aborde des aspects mécaniques (hyperstatisme, modélisation des frottements), une modélisation acausale, des problèmes de codage, ainsi qu'une description par diagramme d'états.

8 points.

■ Le 2^{ème} problème est issu du sujet du concours Mines-Ponts PSI 2009. Il s'intéresse à un véhicule tout terrain automatique d'exploration. Sont abordés divers aspects de mécanique (fonctionnement général, géométrie, calcul d'effort en statique), une description par diagramme d'états, ainsi que l'asservissement de vitesse lors d'un déplacement.

14 points.



NB : je sais bien que $8 + 14 = 22$!!

Mais, puisque c'est la saison, si parmi vous quelqu'un obtient une note supérieure à 20, je lui offrirai avec grand plaisir une boîte de chocolats ☺ !

Aucun document n'est autorisé.

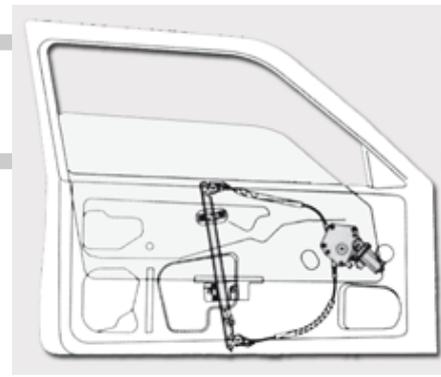
Toute calculatrice autonome est autorisée.

Il sera tenu compte de la qualité de la présentation dans la notation.

Bon courage.

PROBLÈME 1

Lève vitre automatique de véhicule automobile



■ **Remarque** : il y a dans ce sujet des modélisations a-causales que le sujet appelle à tort « schémas-blocs ». Un schéma-bloc est une modélisation causale...

Attention : certaines réponses sont à apporter sur le document fourni à cet effet.

COMMANDE GÉNÉRIQUE D'OUVRANTS PILOTÉS AUTOMOBILES

Les constructeurs automobiles sont sans cesse dans l'obligation d'innover pour rester attractifs vis-à-vis du client. Les ouvrants pilotés automobiles font partie des atouts différenciateurs. Le terme ouvrant désigne à la fois les lève-vitres électriques, les toits ouvrants, les toits escamotables, les coffres motorisés et les portes latérales coulissantes. Tous ces ouvrants sont une source d'attrait pour le client, de par leur praticité ou encore par leurs facteurs de différenciation importants.



Figure 1 – Différents types d'ouvrants du groupe PSA

Il existe deux types de pilotage des ouvrants :

- le premier est un système classique et/ou d'assistance. L'utilisateur gère complètement le déplacement de l'ouvrant. Dès qu'il arrête son action sur la commande, l'ouvrant s'immobilise, c'est le cas par exemple du lève-vitre électrique non séquentiel. Ainsi, avec un système classique et/ou d'assistance, le déplacement de l'ouvrant est entièrement imputable aux actions de l'utilisateur ;
- le second type est le pilotage automatisé des ouvrants. Ici, l'utilisateur demande simplement à ce que l'ouvrant se déplace jusqu'à une position prédéfinie. Une brève action de sa part entraîne le déplacement complet de l'ouvrant. Pour le lève-vitre électrique séquentiel, l'utilisateur demande à ce que la vitre remonte complètement, par une courte action sur l'interrupteur. Dès lors, le système de contrôle/commande gère le déplacement de l'ouvrant dans le cas normal, mais aussi en cas de dysfonctionnement (perte de fonctionnalité ou présence d'un obstacle sur le trajet de la vitre). Il faut donc assurer un fonctionnement sûr et robuste du système d'ouvrant piloté automatisé pour éviter que le système blesse un occupant.

Objectif

L'objectif du travail proposé dans ce sujet est de mettre en place différentes stratégies de commande d'un lève-vitre électrique de Peugeot 308 de manière à pouvoir extrapoler les résultats à une porte coulissante électrique. Cette étude nécessite :

- une analyse de l'architecture du lève-vitre (partie I) ;
- une modélisation multiphysique du système (partie II) ;
- la mise en place d'un modèle de commande tout ou rien (partie III) ;
- ~~le développement d'un modèle de commande de type asservissement continu (partie IV).~~

Le diagramme des exigences de la **figure 3** liste quelques performances attendues pour le lève-vitre électrique.

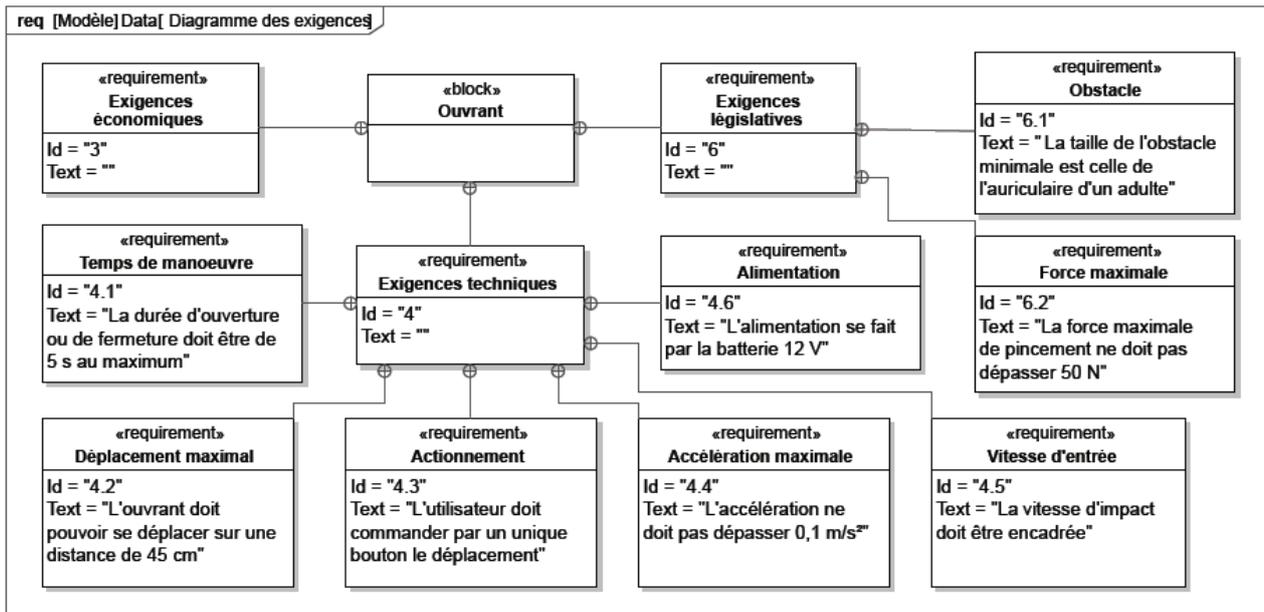


Figure 3 – Diagramme des exigences

I Architecture du lève-vitre

Pour le développement et la mise en œuvre d'une architecture de commande, il est nécessaire de disposer d'un modèle de simulation fiable et précis, tout en connaissant ses limites de validité. L'élaboration d'un tel modèle nécessite de décrire l'implantation de la chaîne d'énergie et de la chaîne d'informations de l'ouvrant.

Le diagramme de définitions de blocs de la **figure 4**, page suivante, liste l'ensemble des constituants principaux du lève-vitre électrique. La plupart des constituants sont repérés sur les vues tri-dimensionnelles données en **annexe VI.1**, page 15.

Q1. Compléter, à l'aide des noms disponibles sur le diagramme de la **figure 4**, le schéma des chaînes fonctionnelles du document réponse **DR1**.

Le réducteur du lève-vitre est constitué d'un dispositif roue et vis sans fin. La roue possède $Z = 53$ dents et la vis est constituée d'un filet (**figure 19**, page 16). Le câble s'enroule sur le tambour de diamètre $D = 41,5$ mm, solidaire de la roue. Le câble est solidaire du coulisseau sur lequel est fixée la vitre.

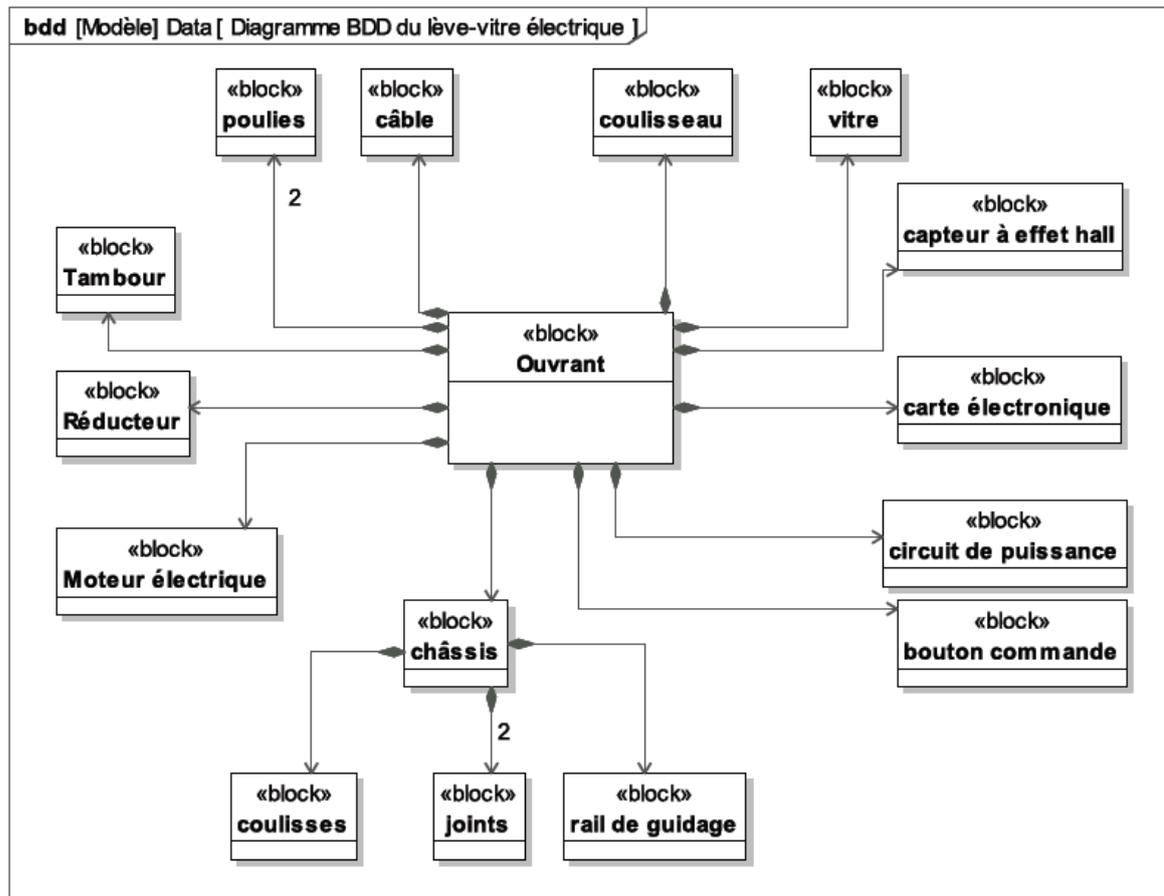


Figure 4 – Diagramme de définitions de blocs (BDD) du lève-vitre électrique

On note $v(t)$ la vitesse de déplacement en translation de la vitre et $\omega_m(t)$ la vitesse angulaire du moteur.

Q2. Déterminer l'expression littérale du rapport de réduction r (roue et vis + poulie) tel que $v(t) = r\omega_m(t)$. Effectuer l'application numérique.

On prendra dans la suite la valeur $r = 0,39 \text{ mm rad}^{-1}$.

Q3. Déterminer le nombre de tours que doit faire le moteur pour obtenir le déplacement de la vitre indiqué dans le diagramme des exigences.

Q4. Sachant que le régime nominal du moteur est de 4 000 tours/minute, en déduire la durée (en s) d'ouverture/fermeture de la fenêtre. Conclure quant à l'exigence correspondante du diagramme des exigences.

II Modélisation multiphysique du système

Un modèle multiphysique doit être mis en place pour pouvoir prendre en compte tous les phénomènes qui apparaissent lors du fonctionnement de la vitre sans et avec obstacle.

Le schéma-blocs est donné sur la **figure 5**, page suivante.

Les différents éléments intervenant dans ce modèle doivent être caractérisés séparément pour obtenir une représentation la plus fidèle possible de la réalité.

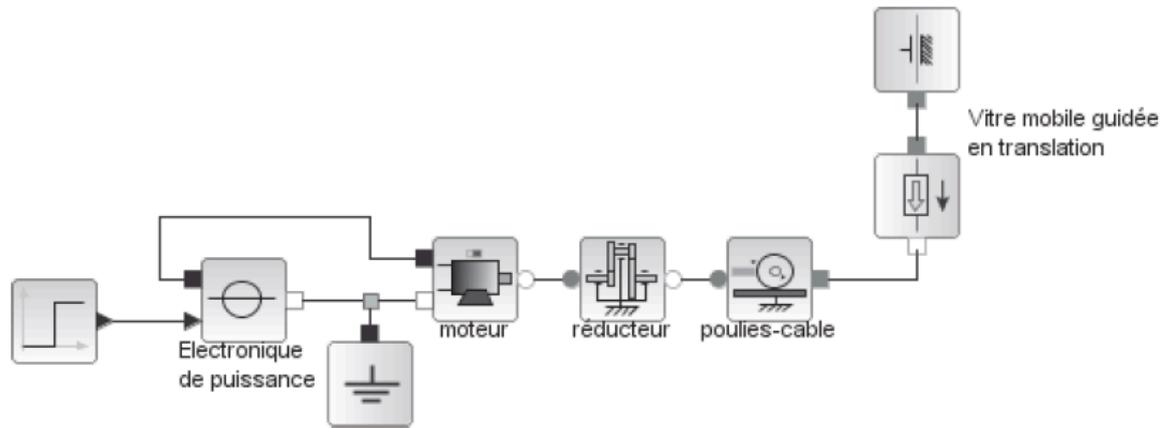


Figure 5 – Schéma-blocs du lève-vitre sans obstacle

II.1 Modélisation du guidage

II.1.1 Guidage d'une vitre

Le guidage de la vitre est réalisé par un coulisseau en contact avec un rail parallélépipédique et par des coulisses en contact avec la vitre (**annexe VI.1**, page 15). Les joints latéraux et intérieur sont également en contact avec la vitre (**figure 6**).

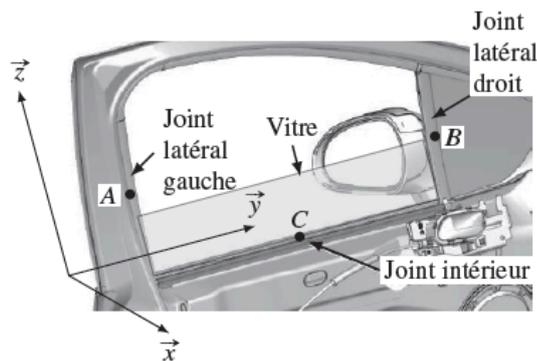


Figure 6 – Implantation et repérage des joints

On modélise la liaison glissière entre la vitre et le châssis par le graphe des liaisons de la **figure 7**.

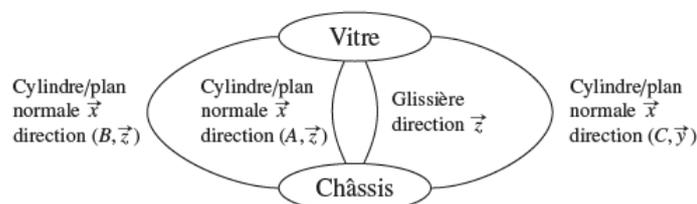


Figure 7 – Graphe des liaisons entre la vitre et le châssis

- Q5. Réaliser un schéma cinématique en perspective correspondant à ce graphe des liaisons en utilisant l'épure du document réponse **DR2**.
- Q6. Calculer le degré d'hyperstatisme du modèle défini par le graphe des liaisons de la **figure 7**.
- Q7. Préciser le rôle des joints vis-à-vis de ce degré d'hyperstatisme.

Questions 8 et 9 supprimées

II.2 Modélisation des efforts de frottement

D'un point de vue des actions mécaniques, les joints jouent fortement sur le comportement de la motorisation au cours du temps. C'est pourquoi il est important d'évaluer l'impact des frottements entre les joints et la vitre sur le comportement du système. Les joints appliquent une action de part et d'autre de la vitre. Il s'agira de justifier si un modèle simplifié peut être utilisé pour l'élaboration de la commande à la fin de la **partie II**.

Le paramétrage est donné sur la **figure 10** où seules les actions normales sont représentées. Le contact entre le joint inférieur et la vitre est permanent et se fait approximativement sur un segment de longueur $L = 776$ mm.

Le contact entre les joints latéraux (gauche et droit) se fait progressivement au cours du déplacement de la vitre. La hauteur des deux joints, supposés identiques, est $H = 450$ mm.

Le coefficient de frottement entre un joint et la vitre est pris égal à $f = 0,5$. Les zones de contact sont supposées être linéiques et la densité linéique d'effort au contact entre un joint et la vitre est supposée constante et égale à $p = 25$ N m⁻¹.

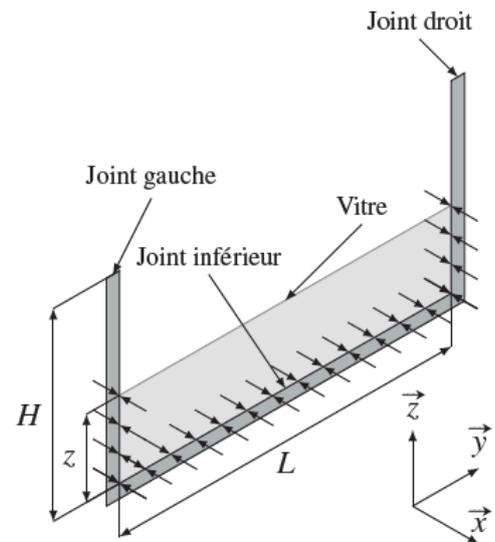


Figure 10 – Paramétrage et représentation des efforts normaux uniquement

Q10. Déterminer ~~l'expression littérale de~~ la résultante selon \vec{z} de l'action mécanique du joint inférieur sur la vitre au cours du déplacement de celle-ci.

On suppose que la vitesse de déplacement de la vitre est constante et que le temps du déplacement complet est de 4 s.

Q11. Représenter l'évolution au cours du temps de la résultante des efforts résistants selon \vec{z} de l'ensemble des joints sur la vitre (2 joints verticaux de hauteur H et un joint horizontal de longueur L). Donner les valeurs numériques minimale et maximale de cet effort.

Sur le schéma-blocs du document réponse **DR3**, apparaissent les actions de frottements qui sont exercées sur la vitre.

Q12. Indiquer sur ce schéma l'action du joint horizontal inférieur et l'action des joints verticaux latéraux.

II.3 Modélisation du contact avec un obstacle

Dans le cas d'un ouvrant piloté, l'obstacle est souvent une main. Des études montrent que les phalanges sont très résistantes et peuvent supporter des efforts allant de 250 à 1 150 N en fonction des différentes phalanges.

On modélise donc l'obstacle entre le châssis et la vitre par une raideur k (cette raideur peut varier de 10 à 50 N/mm).

Q13. Compléter le schéma-blocs multiphysique du document réponse **DR3** pour prendre en compte cet obstacle. Une palette composée de constituants standards est donné en **annexe VI.2**, page 16.

Questions 14 et 15 supprimées

III Commande tout ou rien

III.1 Mesure de la position de la vitre

La position de la vitre est détectée à l'aide de capteurs à effet Hall situés près du moteur (**figure 13, page suivante**). Une roue magnétique possédant 2 paires de pôles Nord/Sud est solidaire de l'axe du rotor du moteur. Deux capteurs à effet Hall sont placés en quadrature et repèrent les changements de champ magnétique (fronts montants et descendants) de la roue en fonction de la rotation du moteur.

Q16. Quels sont les intérêts d'utiliser deux capteurs à effet Hall placés en quadrature ?

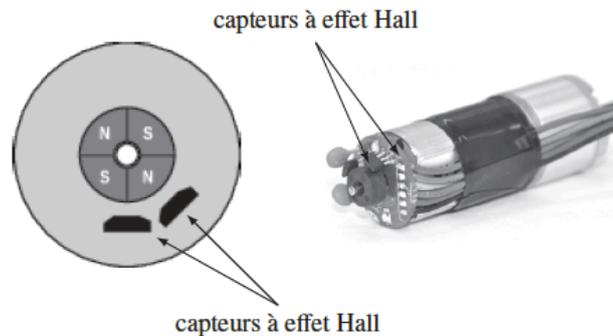


Figure 13 – Principe du capteur à effet Hall

Compte-tenu des capteurs utilisés, il est possible d'obtenir une précision de $1/8^e$ de tour du moteur.

Q17. Déterminer le plus petit déplacement de la vitre en mm qu'il est possible de mesurer avec ce capteur.

Q18. En prenant une raideur d'obstacle $k = 20 \text{ N/mm}$ correspondant à la dernière phalange de l'auriculaire, combien d'impulsions auront été comptées à partir du moment où la phalange commence à être écrasée jusqu'à ce que l'effort dans la phalange soit de 50 N (diagramme des exigences, **figure 3**) ?

III.2 Analyse de la qualité de la mesure de la vitesse

Pour détecter un obstacle, une solution envisagée est d'utiliser la mesure de la vitesse dont les variations sont plus grandes que celles du courant. La vitesse de rotation du moteur est tout d'abord calculée. Lorsque la variation de cette vitesse est supérieure à une valeur donnée, on indique qu'un obstacle est rencontré et le moteur est stoppé.

Les simulations de la partie précédente montrent qu'il faut détecter rapidement la variation de vitesse, ce qui impose de prendre une période d'échantillonnage de 10 ms au maximum. Ainsi, toutes les 10 ms, le programme va calculer la vitesse en prenant le nombre d'impulsions comptées depuis le dernier calcul et en le divisant par la période d'échantillonnage.

Q19. En supposant que le moteur tourne parfaitement à la vitesse nominale de 300 rad/s, déterminer le nombre d'impulsions moyen N_{moy} mesuré à chaque période d'échantillonnage.

Le nombre N réellement utilisé par le programme est un entier égal, soit à l'entier immédiatement inférieur à N_{moy} , soit à l'entier immédiatement supérieur. Par conséquent, il y a deux valeurs possibles pour la vitesse de rotation du moteur.

Q20. Déterminer les deux valeurs extrêmes de rotation du moteur en tours/min.

Q21. Conclure quant à la pertinence de l'utilisation de la variation de la vitesse pour obtenir un résultat fiable pour la détection.

III.3 Mise en place de l'algorithme de commande

L'algorithme finalement mis en place se base sur la variation des temps mesurés entre deux impulsions successives. Après la détection d'une impulsion, un prédicteur temporel permet de déterminer le temps auquel la prochaine impulsion est attendue. Si la nouvelle impulsion intervient avant le temps prédit, alors il n'y a pas de blocage, sinon un blocage est détecté et une alarme est déclenchée.

En réalité, cette technique conduit à de fausses détections et une modification permettant d'améliorer la robustesse est de ne déclencher l'alarme qu'au bout de 3 dépassements du temps prédit.

Cet algorithme est résumé sur la **figure 14** pour lequel :

- **appui bouton haut** est un évènement qui survient quand le bouton « monter la vitre » est actionné,
- **M+** est la variable permettant de faire tourner le moteur dans le sens de la montée de la vitre, ~~M0 permet d'arrêter le moteur,~~
- **impulsion** est un évènement qui survient à chaque nouvelle impulsion envoyée par les capteurs,
- **fin course haut** est un évènement permettant de détecter l'arrivée en position haute de la vitre,
- **prediction()** est une fonction qui renvoie le temps auquel la prochaine impulsion est attendue,
- **alarme** permet d'activer l'alarme.

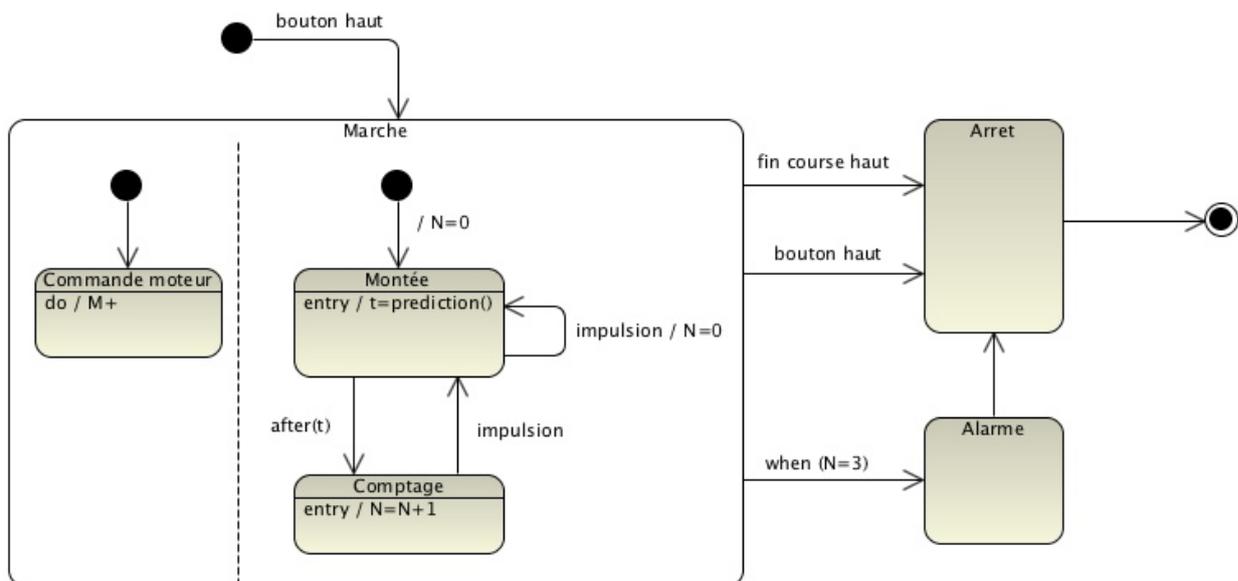


Figure 14 – Diagramme d'état de l'algorithme en version simplifiée

Q23. Compléter le chronogramme du document réponse **DR4** en indiquant par des créneaux les durées pendant lesquelles un état est activé et l'évolution du contenu de la variable **N**. La durée de l'alarme et de l'arrêt est supposée très faible et sera représentée par un dirac (une impulsion).

Fin de l'extrait

Numéro	Désignation
01	support glissière
02	support tambour
03	carter réducteur
04	coulisseau
05	accroche vitre
06	tambour
07	câble
08	poulie
09	axe
10	serre câble tambour
11	serre câble coulisseau
12	ressort

Numéro	Désignation
13	support rotor
14	vis d'assemblage
15	axe réducteur
16	vis d'assemblage
17	écrou soudé M5
18	carter moteur
19	vitre
20	attache vitre
21	vis rondelle à tôle
22	butée caoutchouc
23	cannelures

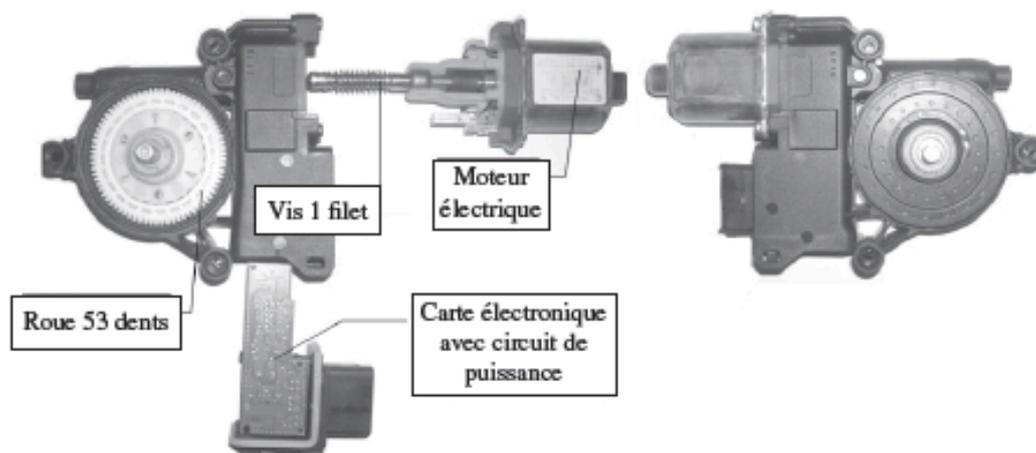


Figure 19 – Eclaté du moto-réducteur

VI.2 Palette d'éléments pour la modélisation

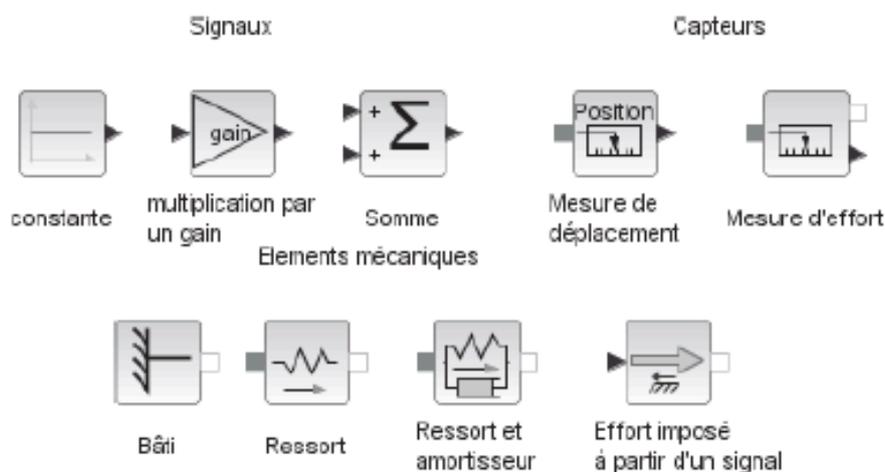


Figure 20 – Palette de constituants ou fonctions standards

FIN

PROBLÈME 2

Roburoc 6 : plate-forme d'exploitation tout terrain



A 2009 SI-PSI

ECOLE NATIONALE DES PONTS ET CHAUSSEES,
ECOLES NATIONALES SUPERIEURES DE L'AERONAUTIQUE ET DE L'ESPACE,
DES TECHNIQUES AVANCEES, DES TELECOMMUNICATIONS,
DES MINES DE PARIS, DES MINES DE SAINT-ETIENNE, DES MINES DE NANCY,
DES TELECOMMUNICATIONS DE BRETAGNE.
ECOLE POLYTECHNIQUE (FILIERE TSI)

CONCOURS D'ADMISSION 2009

ÉPREUVE DE SCIENCES INDUSTRIELLES

Filière : PSI

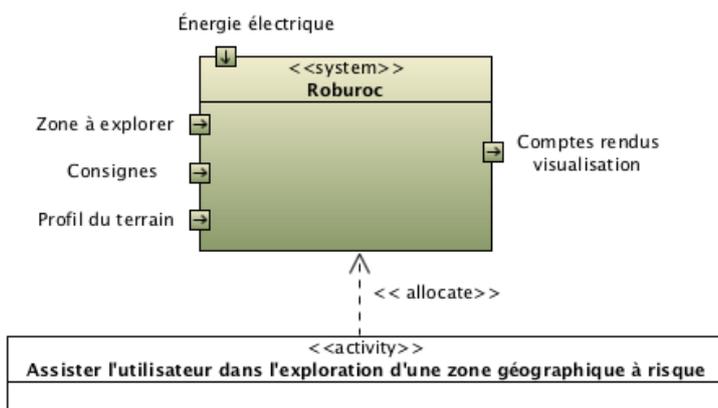
SUJET MIS A LA DISPOSITION DES CONCOURS : CYCLE INTERNATIONAL, ENSTIM, INT, TPE-EIVP

Durée de l'épreuve : 4 heures

L'usage de la calculatrice est autorisé

Attention : certaines réponses sont à apporter sur le document fourni à cet effet.

Le robuROC 6 (photographie ci-contre) est un robot mobile développé par la société ROBOSOFT. Cette plate-forme robotisée a été conçue pour des applications de recherche et d'exploration en milieu extérieur. Elle est équipée de 6 roues motrices indépendantes, de même diamètre, montées par paires sur 3 podes articulés en tangage et en roulis (**figure 3**). La cinématique permet à la plate-forme de se conformer au relief parcouru et de franchir des obstacles du type trottoirs, escaliers... Le robuROC 6 a été conçu pour se déplacer en zones urbaines et peut aussi s'adapter à tous types de milieux.



Afin d'explorer la zone géographique à risques, les 3 podes peuvent être équipés, selon les besoins de l'utilisateur, de caméras d'observation haute définition à 360°, de systèmes infrarouges de visualisation nocturne, ainsi que de bras de robot articulés pour manipuler des éléments de la zone à explorer.

Le diagramme ci-contre et ceux de l'**annexe 1** recensent les fonctions remplies par la plate-forme.

Figure 1 : Fonction principale de la plate-forme Roburoc

Les déplacements de la plate-forme sont coordonnés par l'intermédiaire de deux microcontrôleurs placés dans les podes avant et arrière. Ces microcontrôleurs communiquent entre eux et dialoguent avec l'extérieur suivant deux modes de conduite :

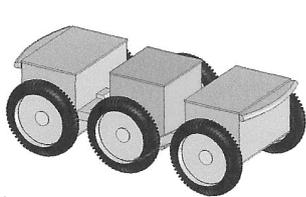
- Le mode **joystick** : l'utilisateur pilote manuellement la plate-forme par l'intermédiaire d'une télécommande;
- Le mode **automatique** : la plate-forme traite les informations du logiciel de supervision notamment le suivi d'un profil théorique.

Pour se repérer dans l'espace, la plate-forme est équipée de capteurs relatifs positionnés sur chacune des six roues, d'inclinomètres et d'un système de positionnement absolu par GPS. Des capteurs à ultrasons et des « bumpers » (détecteurs de collision) participent à la sécurité matérielle et à la détection des obstacles.

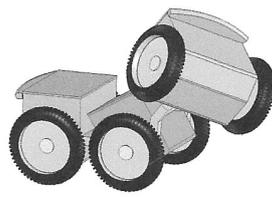
La motorisation principale est assurée par six moteurs électriques équipés de réducteurs épicycloïdaux permettant de transmettre l'énergie mécanique aux six roues.

Le franchissement des obstacles est facilité par un système hydraulique permettant le soulèvement des podes avant et arrière. Ce système est constitué de quatre vérins disposés de part et d'autre du pode central (**figure 3**) et d'une centrale hydraulique alimentée par une pompe à engrenage (**annexe 2**). La plate-forme peut se déplacer, sous conditions, en mode 6 roues ou 4 roues pour certaines applications particulières (**figure 2**).

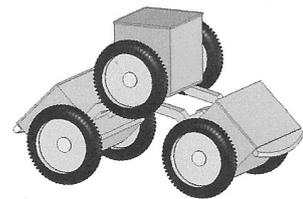
L'énergie électrique nécessaire au fonctionnement est stockée dans des batteries occupant la plus grande partie du volume interne des trois podes. Une unité de gestion électrique optimise la consommation d'énergie.



« Mode 6 roues »



« Mode 4 roues Déplacement »



« Mode 4 roues Observation »

Figure 2 : Mode de déplacement de la plate-forme

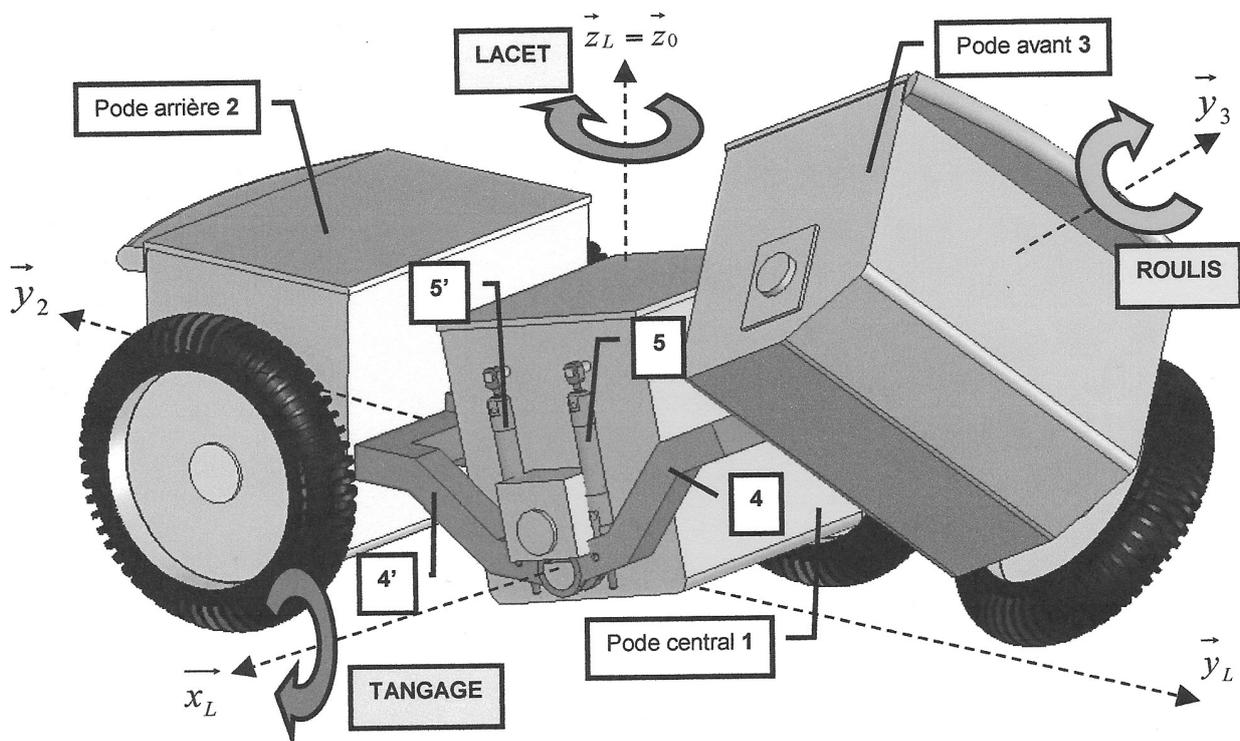


Figure 3 (roue centrale et roue avant droite supprimées pour plus de visibilité)

Les trois podes sont articulés en tangage et en roulis (**figure 3**). Le mouvement de **tangage** est guidé par deux liaisons pivot (d'axe de direction \vec{x}_L), respectivement entre le bras d'articulation avant **4** et le pode central **1** et entre le bras d'articulation arrière **4'** et le pode central **1**. Le système hydraulique de suspension permet l'amortissement (mode passif) et la motorisation de ce mouvement (mode actif). Les vérins **5** (côté droit) et **6** (côté gauche) sont en liaison avec le bras d'articulation avant **4** et le pode central **1**. Les vérins **5'** (côté droit) et **6'** (côté gauche) sont en liaison avec le bras d'articulation arrière **4'** et le pode central **1**. Le mouvement de **roulis** est assuré par deux liaisons pivot entre le pode avant **3** et le bras d'articulation avant **4** (liaison d'axe de direction \vec{y}_3) d'une part, et entre le pode arrière **2** et le bras d'articulation arrière **4'** (liaison d'axe de direction \vec{y}_2) d'autre part. Ce mouvement n'est pas motorisé.

Extrait du cahier des charges fonctionnel (d'après le diagramme en annexe 1):

Fonctions	Critères	Niveaux	Flexibilité
FT3 : Assurer le déplacement	Vitesse de déplacement de la plate-forme	13,7 km/h	Valeur maximale
	Hauteur de franchissement d'un obstacle de type « trottoir » (D_{max})	40 cm	Valeur minimale
	Pente du relief à vide	45 °	Valeur maximale
	Débattement angulaire en tangage du bras 4 par rapport au pode central 1	de -45° à +30°	----
	Débattement angulaire en tangage du bras 4' par rapport au pode central 1	de +45° à -30°	----
	Débattement angulaire en roulis du pode avant 3 par rapport au bras 4	de -45° à +45°	----
	Débattement angulaire en roulis du pode arrière 2 par rapport au bras 4'	de +45° à -45°	----
FT4 : Analyser la zone géographique à explorer	Charge utile répartie sur les trois podes	100Kg	Valeur maximale
	Hauteur d'observation (H_{obs})	85 cm	Valeur minimale
FT6 : Fournir l'énergie électrique	Autonomie d'utilisation	4h	+/- 1h selon les conditions

I. ANALYSE FONCTIONNELLE

Q1: Compléter le tableau du document réponse en indiquant les composants associés aux fonctions référencées dans le tableau du document-réponse (composants manquants dans les diagrammes de l'annexe 1).

II. FONCTION TECHNIQUE FT32 : ASSURER LE MOUVEMENT EN TANGAGE

Hypothèses :

- Dans toute la **partie II**, le mouvement de roulis est fixé à une valeur nulle. Ainsi le bras d'articulation avant **4** et le pode avant **3** sont solidaires et de la même manière, le bras d'articulation arrière **4'** et le pode arrière **2** sont aussi solidaires. D'autre part, le mouvement de lacet n'est pas considéré.

- Les éléments hydrauliques placés du côté gauche (vérins 6 et 6') agissent exactement de la même manière que les éléments placés du côté droit (vérins 5 et 5'). L'étude suivante du circuit hydraulique sera donc réalisée uniquement du côté droit.

II.1. Fonctionnement du circuit hydraulique

Les fonctions à remplir par le circuit hydraulique (**annexe 2**) sont principalement de :

- synchroniser les mouvements de tangage des podes avant et arrière afin de se conformer au relief ;
- amortir les mouvements de tangage ;
- piloter les mouvements de tangage.

a. Synchroniser et amortir les mouvements de tangage des trois podes

Dans un premier temps, la centrale hydraulique n'est pas activée (**annexe 2**). Il s'agit donc d'étudier le comportement de la plate-forme en mode passif (suivi du relief et amortissement des mouvements sans pilotage).

Les vérins utilisés, tous identiques, sont des vérins à double effet et tige traversante. Chaque vérin possède deux chambres à volume variable remplies d'huile. Deux répartiteurs hydrauliques (un répartiteur placé du côté gauche et l'autre du côté droit) assurent la circulation de l'huile entre les vérins avant et arrière en croisant l'alimentation des chambres des vérins avant et arrière.

Un schéma cinématique du montage des vérins est fourni en **annexe 3** et est complété par la représentation des principales fonctionnalités du répartiteur hydraulique droit.

Q2: Sur le document-réponse (**questions 2 et 3**), indiquer en hachurant, les chambres des vérins qui sont en communication ainsi que le flexible permettant de les relier. Vous adopterez un type de hachures par volume d'huile en communication.

A partir d'une position plane de la plate-forme (position du document-réponse **questions 2 et 3**), considérons que le pode avant 3 commence un mouvement de CABRAGE (montée du pode avant 3 et du bras d'articulation 4 par rapport au pode central 1) suite à un obstacle. On note β l'angle de tangage entre le bras d'articulation 4 et le pode central 1 engendré par ce mouvement.

Q3: Sur le document-réponse (**questions 2 et 3**), indiquer par des flèches le sens de circulation de l'huile dans les flexibles au cours de ce mouvement de CABRAGE. Indiquer quel est le mouvement engendré entre l'ensemble {pode arrière 2 + bras d'articulation 4} et le pode central 1, ainsi que son amplitude suite au mouvement de CABRAGE du pode avant d'un angle β .

b. Piloter les mouvements de tangage.

Le système hydraulique est conçu de telle sorte que les angles de tangage entre le pode central 1 d'une part et les podes avant / arrière d'autre part soient opposés à chaque instant. Ainsi, l'utilisateur n'a besoin de définir qu'un seul angle de tangage β défini entre le pode central 1 et le pode avant 3 par $\beta = \left(\vec{y}_1, \vec{y}_3 \right) = \left(\vec{z}_1, \vec{z}_3 \right)$ (**annexe 5**). L'angle β varie entre -45° et $+30^\circ$. Les valeurs négatives correspondent à un mouvement de PLONGEE du pode avant, les valeurs positives à un mouvement de CABRAGE.

Afin de piloter l'angle de tangage β conformément aux consignes des microcontrôleurs, la centrale hydraulique est activée. Un schéma de principe de cette centrale est fourni sur le document-réponse (**question 4**). La circulation d'huile est générée par une pompe à engrenage entraînée par un moteur électrique. Les consignes électriques de CABRAGE ou de PLONGEE agissent sur un distributeur 4/3 (4 orifices et 3 positions) afin de réaliser le mouvement

attendu au niveau des vérins (description du fonctionnement et de la normalisation d'un distributeur 4/3 disponible en annexe 4).

Q4: Sur le document-réponse (question 4), relier les orifices de sortie du distributeur 4/3 aux flexibles d'alimentation des vérins afin de respecter les ordres de PLONGEE et de CABRAGE.

II.2. Validation des performances du circuit hydraulique

La position de PLONGEE maximale, permet au podé central 1 d'atteindre son point culminant par rapport au sol. Seuls les podés avant 3 / arrière 2 sont alors en contact avec le sol horizontal. Cette position, appelée « Mode 4 roues Observation » (figure 2), permet à l'utilisateur d'observer le milieu environnant à l'aide d'une caméra placée sur le plan supérieur du podé central. La position de CABRAGE maximale, permet quant à elle de soulever le podé avant le plus haut possible afin de franchir un obstacle (« Mode 4 roues Déplacement » (figure 2)). Dans cette position, seuls le podé arrière 2 et le podé central 1 sont en contact avec le sol.

a. Etude du CABRAGE

Sur le document-réponse (question 5), le podé central 1 est représenté en « Mode 4 roues Déplacement ». Les podés 2 et 3 ont été représentés en pointillés dans leur position initiale pour un angle de tangage nul. Les points C_{3i} et C_{2i} définissent respectivement les positions initiales du centre de la roue avant et du centre de la roue arrière.

Q5: Représenter, sur le document-réponse (question 5), pour la position de CABRAGE maximal ($\beta_{\max} = 30^\circ$) :

- les positions du centre de la roue avant, appelé C_{3C} et du centre de la roue arrière, appelé C_{2C} ;
- les cercles représentant les roues avant et arrière ainsi qu'une droite représentant le sol ;
- la hauteur de franchissement maximal D_{\max} mesurée perpendiculairement au sol jusqu'au bas de la roue avant.

Mesurer D_{\max} et comparer cette valeur au cahier des charges.

b. Dimensionnement des vérins

Le choix des vérins assurant le mouvement de tangage est délicat. En effet, l'encombrement très réduit oblige le concepteur à positionner l'axe de fixation des vérins avec les bras 4 et 4' très près de l'axe de rotation en tangage (O_1, \vec{x}_L). L'objectif de cette partie est de déterminer la course des vérins en fonction de l'amplitude du mouvement ainsi que la pression maximale p_{\max} dans le circuit hydraulique. Pour cette étude, nous considérerons la configuration d'essai suivante où le podé central 1 est fixe et placé parallèlement au sol. L'ensemble $E = \{\text{bras d'articulation avant 4} + \text{podé avant 3} + \text{roues avant}\}$ est soulevé par les vérins avant 5 et 6 placés de part et d'autre du podé central 1. Le modèle cinématique retenu est défini sur l'annexe 6.

Le mécanisme est constitué :

- du podé central fixe 1 : repère associé $R_1 = (O_1, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$;
- de l'ensemble $E = \{\text{bras d'articulation avant 4} + \text{podé avant 3} + \text{roues avant}\}$: repère associé $R_3 = (O_1, \vec{x}_1, \vec{y}_3, \vec{z}_3)$ avec $\beta = (\vec{y}_1, \vec{y}_3) = (\vec{z}_1, \vec{z}_3)$;
- du vérin 5 constitué du corps 5₁ et de la tige 5₂ : repère associé $R_5 = (A, \vec{x}_1, \vec{y}_5, \vec{z}_5)$ avec $\gamma = (\vec{y}_3, \vec{y}_5) = (\vec{z}_3, \vec{z}_5)$;
- du vérin 6 non représenté car ayant le même comportement que le vérin 5.

Paramétrage :

- $\vec{O_1A} = d_4 \cdot \vec{y}_3$; $\vec{AB} = \lambda \cdot \vec{y}_5$; $\vec{O_1B} = d_1 \cdot \vec{y}_1 + h_1 \cdot \vec{z}_1$.

Valeurs numériques :

- $d_4 = 70 \text{ mm}$; $h_1 = 292 \text{ mm}$; $d_1 = 76 \text{ mm}$; $\beta \in [-45^\circ, +30^\circ]$.

Q6: Exprimer λ en fonction de d_4 , h_1 , d_1 et β .

Q7: Calculer les valeurs numériques d'élongation minimale λ_{\min} , maximale λ_{\max} ainsi que la course du vérin 5.

Questions 8 et 9 supprimées

III. FONCTION TECHNIQUE FT 31 : ASSURER LE MOUVEMENT DE LACET

Hypothèses :

- De la même manière que dans la **partie II**, dans toute la **partie III**, le mouvement de roulis n'est pas considéré. Il est fixé à une valeur nulle.

Les 6 roues de la plate-forme (notée *PF*) sont motorisées permettant ainsi de se déplacer sur des reliefs très accidentés. Cependant, la plate-forme ne comporte pas de systèmes spécifiques de direction. Le changement de direction est imposé par une rotation différentielle des roues du pôle central 1. Les roues avant et arrière doivent alors avoir des vitesses de rotation compatibles avec celles du pôle central 1. Lorsque le rayon de courbure de la trajectoire suivie par la plate-forme devient inférieur à 4 mètres, le groupe hydraulique est actionné pour passer en « *Mode 2 roues instable* ». La plate-forme ne tenant pas en équilibre sur 2 roues, elle retombe dès le début du mouvement sur les roues arrière ou les roues avant, passant donc en « *Mode 4 roues Déplacement* ». Cette intervention du groupe hydraulique permet ainsi de soulager le contact entre les roues des pôles avant / arrière et le sol. Pour cette étude,

nous considèrerons que la plate-forme retombe sur les roues arrière (**annexe 9**) et nous nous placerons dans le cas d'un rayon de courbure nul. Le mouvement de lacet étudié est donc une rotation autour de l'axe (C_1, \vec{z}_0) d'angle φ , appelé *angle de lacet*.

Ce mouvement est défini par le torseur cinématique suivant :

$$\{V(PF/0)\} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{\Omega}(PF/0) = \dot{\varphi} \cdot \vec{z}_0 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{C_1}$$

L'objectif de cette partie est de valider l'aptitude du système à respecter la loi de vitesse de la **figure 4**.

Le modèle cinématique retenu est représenté sur l'**annexe 9**.

Les roues centrales et les roues arrière sont en contact avec le sol. Dans ce mode, seules les roues centrales R_{1d} et R_{1g} sont motrices. Elles roulent sans glisser sur le sol en I_{1d} et I_{1g} . Les roues du pòde avant **3** et du pòde arrière **2** sont bloquées (**figure 5**).

Paramétrage : (**annexe 9**)

- $R_0 = (O_0, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$ lié au sol **0** et supposé « galiléen » ;
- $R_L = (C_1, \vec{x}_L, \vec{y}_L, \vec{z}_L)$ lié à la plate-forme PF tel que $\varphi = (\vec{x}_0, \vec{x}_L) = (\vec{y}_0, \vec{y}_L)$ appelé angle de lacet ;
- $R_1 = (C_1, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$ lié au pòde central **1** tel que $\beta = (\vec{y}_L, \vec{y}_1) = (\vec{z}_L, \vec{z}_1)$;
 β est l'angle de tangage ; $\beta = 2^\circ$ (supposé constant pendant tout le mouvement de lacet) ;
- $R_3 = (C_3, \vec{x}_3, \vec{y}_3, \vec{z}_3)$ lié au pòde avant **3** tel que $2\beta = (\vec{y}_L, \vec{y}_3) = (\vec{z}_L, \vec{z}_3) = 4^\circ$;
- $\vec{C}_1\vec{C}_3 = b \cdot \vec{y}_3$ et $\vec{C}_1\vec{C}_2 = -b \cdot \vec{y}_L$ avec $b = 553 \text{ mm}$;
- La **figure 5** permet de définir le paramétrage de chacune des roues de la plate-forme en contact avec le sol avec l'exemple de la roue centrale droite R_{1d} .

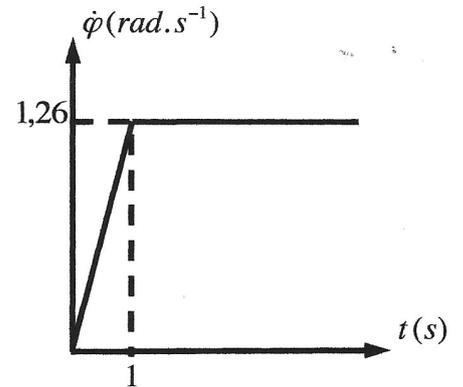
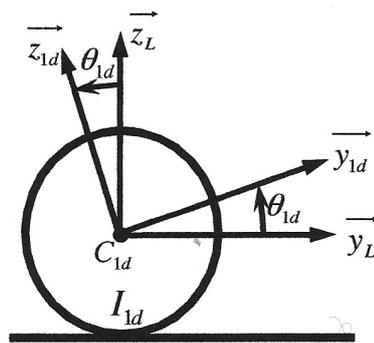


Figure 4 : Loi de commande de vitesse



	Nom	Centre de gravité	Point de contact avec le sol	Vitesse de rotation / au pòde central	Repère associé
Roue centrale droite	R_{1d}	C_{1d}	I_{1d}	$\dot{\theta}_{1d}$	$R_{1d} = (C_{1d}, \vec{x}_L, \vec{y}_{1d}, \vec{z}_{1d})$
Roue centrale gauche	R_{1g}	C_{1g}	I_{1g}	$\dot{\theta}_{1g}$	$R_{1g} = (C_{1g}, \vec{x}_L, \vec{y}_{1g}, \vec{z}_{1g})$
Roue arrière droite	R_{2d}	C_{2d}	I_{2d}	nulle	-----
Roue arrière gauche	R_{2g}	C_{2g}	I_{2g}	nulle	-----

Figure 5 : Paramétrage des roues en contact avec le sol

Certaines des données qui suivent (matrices d'inertie) sont inutiles à la résolution de l'extrait proposé puisque les questions de dynamique ne sont pas abordées.

Caractéristiques géométriques et d'inertie des solides :

- Le mouvement de roulis étant nul et le mouvement de tangage étant fixé à une valeur constante, il est possible de définir l'ensemble rigide Σ constitué des trois podes 1, 2 et 3, des deux roues avant, des deux roues arrière et des bras d'articulation 4 et 4'. Pour chaque constituant de cet ensemble, la masse est supposée répartie uniformément.

<p>Centre de gravité de Σ</p> <p>G</p> <p>tel que $\vec{C_1 G} = a_G \cdot \vec{z_1}$</p> <p>$a_G = 85 \text{ mm}$</p>	<p>Masse de Σ</p> <p>$m_\Sigma = 152 \text{ kg}$</p>	<p>Matrice d'inertie de Σ en C_1</p> $I(C_1, \Sigma) = \begin{bmatrix} A & 0 & 0 \\ 0 & B & 0 \\ 0 & 0 & C \end{bmatrix} \left(\vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1 \right)$ <p>$A = 30,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$</p> <p>$B = 8,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$</p> <p>$C = 32,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$</p>
--	--	--

- Roue droite ou gauche + axe de roue : R_{idoug} (i correspond au numéro du pode)

<p>Centre de gravité de R_{idoug}</p> <p>C_{idoug}</p> <p>tel que l'entraxe $C_{ig} C_{id} = 2e$</p> <p>$\vec{C_i C_{id}} = e \cdot \vec{x_L}$ et $\vec{C_i C_{ig}} = -e \cdot \vec{x_L}$</p> <p>$e = 340 \text{ mm}$</p>	<p>Masse de R_{idoug}</p> <p>$m_r = 4 \text{ kg}$</p> <p>Rayon d'une roue</p> <p>$R = 225 \text{ mm}$</p>	<p>Matrice d'inertie de R_{idoug} respectivement en C_{idoug}</p> $I(C_{idoug}, R_{idoug}) = \begin{bmatrix} A_r & 0 & 0 \\ 0 & B_r & 0 \\ 0 & 0 & B_r \end{bmatrix} \left(\vec{x}_L, \vec{y}_L, \vec{z}_L \right)$ <p>Valable dans toute base orthonormée directe qui contient \vec{x}_L</p> <p>$A_r = 0,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ $B_r = 0,04 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$</p>
--	---	--

- Axe des moteurs du pode central :
Les deux motoréducteurs centraux sont constitués chacun d'un moteur à courant continu alimenté en 48V associé à un réducteur épicycloïdal de rapport de réduction $k = +1/25$. La matrice d'inertie en C_1 d'un axe moteur droit M_{1d} ou gauche M_{1g} (en rotation suivant (C_1, \vec{x}_L)) est :

$$I(C_1, M_{1d} \text{ ou } M_{1g}) = \begin{bmatrix} A_m & 0 & 0 \\ 0 & B_m & 0 \\ 0 & 0 & B_m \end{bmatrix} \left(\vec{x}_L, \vec{y}_L, \vec{z}_L \right) \quad \text{avec} \quad \begin{cases} A_m = 795 \cdot 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \\ B_m = 8 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{cases}$$

- Les masses et inerties des autres pièces seront négligées.

Modélisation du contact roue / sol :

- Les roues centrales R_{1d} et R_{1g} sont motrices, elles roulent sans glisser aux points de contact I_{1d} et I_{1g} . On pose $\vec{C_{1d} I_{1d}} = -R \cdot \vec{z}_L$ et $\vec{C_{1g} I_{1g}} = -R \cdot \vec{z}_L$. Le contact avec le sol 0 est modélisé par le torseur suivant :

$$\{T(0 \rightarrow R_{1d})\}_{I_{1d}} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}_{0 \rightarrow R_{1d}} = Y_{1d} \vec{y}_L + Z_{1d} \vec{z}_L \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{I_{1d}} \quad \text{et} \quad \{T(0 \rightarrow R_{1g})\}_{I_{1g}} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}_{0 \rightarrow R_{1g}} = Y_{1g} \vec{y}_L + Z_{1g} \vec{z}_L \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{I_{1g}}$$

- Les roues arrière R_{2d} et R_{2g} sont bloquées, leur vitesse de rotation par rapport au pote arrière 2 est nulle. Le contact avec le sol 0 est modélisé par le torseur suivant :

$$\{T(0 \rightarrow R_{2d})\} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}_{0 \rightarrow R_{2d}} = T_{2d} \vec{n}_d + Z_{2d} \vec{z}_L \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{I_{2d}} \quad \text{et} \quad \{T(0 \rightarrow R_{2g})\} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}_{0 \rightarrow R_{2g}} = T_{2g} \vec{n}_g + Z_{2g} \vec{z}_L \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{I_{2g}} \quad \text{avec}$$

\vec{n}_d et \vec{n}_g deux vecteurs unitaires opposés aux vitesses de glissement des roues R_{2d} et R_{2g} par rapport au sol 0

respectivement en I_{2d} et I_{2g} . On pose $\vec{C}_{2d} I_{2d} = -R \cdot \vec{z}_L$ et $\vec{C}_{2g} I_{2g} = -R \cdot \vec{z}_L$.

$T_{2d} = f \cdot Z_{2d}$ et $T_{2g} = f \cdot Z_{2g}$; f est le facteur de frottement constant au contact roue/sol ; $f = 0,6$.

Autres liaisons :

Toutes les autres liaisons de la plate-forme sont supposées parfaites (sans jeu, sans frottement).

Motoréducteur centraux :

- L'action mécanique développée par le motoréducteur sur la roue centrale droite R_{1d} est notée :

$$\{T(\text{moteur} \rightarrow R_{1d})\} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{0} \\ -C_m \vec{x}_L \end{array} \right\}_{C_1}$$

- L'action mécanique développée par le motoréducteur sur la roue centrale gauche R_{1g} est notée :

$$\{T(\text{moteur} \rightarrow R_{1g})\} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{0} \\ C_m \vec{x}_L \end{array} \right\}_{C_1}$$

Dans un premier temps, l'objectif est de déterminer la somme des efforts normaux $Z_{2d} + Z_{2g}$ s'exerçant sur les roues arrière. Isolons l'ensemble de la plate-forme PF , soit l'ensemble Σ , les roues centrales et les motoréducteurs. Plaçons nous dans le plan médian $(C_1, \vec{y}_L, \vec{z}_L)$ de la plate-forme PF . Nous définissons le projeté I_1 des points de contact I_{1d} et I_{1g} dans ce plan. I_1 est défini par le vecteur : $\vec{C}_1 I_1 = -R \cdot \vec{z}_L$. D'autre part, nous avons $\vec{C}_2 I_1 = b \cdot \vec{y}_L - R \cdot \vec{z}_L$ et $\vec{C}_3 I_1 = -b \cdot \vec{y}_3 - R \cdot \vec{z}_L$. Nous ferons l'hypothèse que le moment dynamique $\overline{\delta}_{I_1}(PF/0) \cdot \vec{x}_L$ est négligeable devant les actions mécaniques si bien que l'on peut raisonner en statique.

Q10: En appliquant le théorème du moment statique à la plate-forme PF en mouvement par rapport au référentiel galiléen R_0 en I_1 en projection sur \vec{x}_L , déterminer l'expression littérale de la somme des efforts normaux de contact $Z_{2d} + Z_{2g}$, entre les roues arrière et le sol. Réaliser l'application numérique et comparer la valeur obtenue à la somme des efforts normaux s'exerçant sur les roues arrière lorsque la plate-forme est immobile en appui sur ses six roues sur un sol plan, à savoir $(Z_{2d} + Z_{2g})_{\text{Repos}} = (m_2 + 2m_r)g$ avec $m_2 = 52 \text{ kg}$ la masse du pote arrière 2.

IV. FONCTION TECHNIQUE FT 2 : GÉRER LE FONCTIONNEMENT

IV.1. La commande de la plate-forme

Pour coordonner les déplacements, la plate-forme est équipée de deux parties commandes supportées par deux microcontrôleurs placés respectivement dans les podes avant et arrière (**figure 6**). Chaque microcontrôleur commande trois roues et l'un des deux génère les ordres envoyés à la centrale hydraulique afin de piloter les mouvements de tangage.

Ces 2 microcontrôleurs communiquent entre eux et dialoguent avec l'extérieur suivant deux modes de conduite :

- Le mode **joystick** : l'utilisateur pilote manuellement la plate-forme par l'intermédiaire d'une télécommande ;
- Le mode **automatique** : La plate-forme traite les commandes du logiciel de supervision.

Le pilotage en mode automatique est prioritaire sur le mode joystick.

Les principales fonctions à remplir par la partie commande sont :

- communiquer avec l'utilisateur ou le superviseur ;
- gérer les séquences de pilotage, notamment celle de cabrage ;
- asservir les déplacements de la plate-forme.

IV.2. Gérer le pilotage séquentiel du CABRAGE en « Mode 2 roues instable »

Lorsque le rayon de courbure est inférieur à 4 mètres et que la vitesse de la plate-forme est inférieure à une vitesse limite, la partie commande de la plate-forme active le « Mode 2 roues instable » (**Rotation 2 roues=1**). En « Mode 2 roues instable », la partie commande génère les lois de pilotage à appliquer aux roues centrales et pilote la centrale hydraulique afin de **CABRER** les podes avant et arrière suivant une séquence prédéfinie.

L'objectif de cette partie est de proposer un diagramme d'états de gestion de la séquence CABRAGE en « Mode 2 roues instable ». La table des entrées-sorties de cette séquence est la suivante :



Description de la séquence associée au CABRAGE en « Mode 2 roues instable » :

1. Lorsque le « Mode 2 roues instable » est initialisé et que **Rotation 2 roues=1**, une consigne **CABRER** est envoyée à la centrale hydraulique pendant **1 seconde** (temps nécessaire pour imposer un angle de tangage de l'ordre de 2° aux podes avant et arrière par rapport au pode central).
2. Le système hydraulique actuel ne permet pas de bloquer en permanence les podes avant et arrière en position CABRER. En effet, les pressions importantes présentes dans le circuit pour maintenir les podes en position génèrent un débit de fuite interne qui ramène progressivement les podes en position initiale. Il a été mesuré qu'au bout de 5 secondes (temps nécessaire pour effectuer de 1 à 2 tours sur place en fonction de la nature du sol), les podes avant et arrière sont à nouveau pleinement en contact avec le sol.

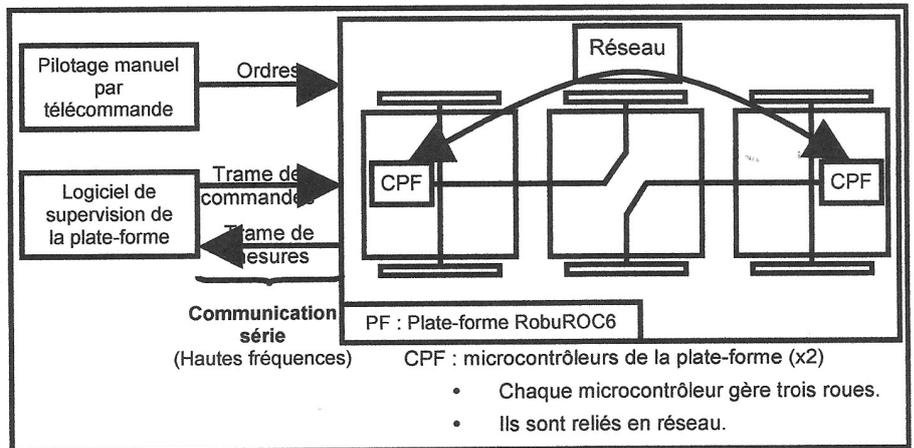


Figure 6 : Architecture de la commande de la plate-forme

3. Si le « Mode 2 roues instable » (**Rotation 2 roues=1**) est maintenu pendant plus de 5 secondes (à partir de son activation) alors la séquence prévoit de rétablir à nouveau la consigne **CABRER**.
4. A tout moment, le « Mode 2 roues instable » peut être désactivé (**Rotation 2 roues=0**). Si une consigne **CABRER** est en cours, elle est immédiatement arrêtée et la séquence de gestion de la centrale hydraulique en « Mode 2 roues instable » est réinitialisée. Le débit de fuite dans le circuit assure le retour progressif en position initiale des podes avant et arrière.

Q15 : Compléter le diagramme d'états correspondant à la séquence de fonctionnement associée au CABRAGE en « Mode 2 roues instable » figurant sur le document réponse, en indiquant les trois événements manquants.

IV.3. Asservir les déplacements de la plate-forme

Les déplacements de la plate-forme sont contrôlés de la manière suivante :

- au niveau de chacun des 6 moteurs, des boucles de vitesse assurent l'asservissement dit « bas niveau » ;
- à partir d'informations sur la position absolue de la plate-forme via le système GPS par exemple, un asservissement en position de la plate-forme peut être mis en place (asservissement dit « haut niveau »).

L'objectif dans cette partie est de déterminer les paramètres de réglage de chacune des boucles d'asservissement en vitesse de la plate-forme par rapport au sol.

Hypothèses et modélisation :

Afin de régler l'asservissement en vitesse de la plate-forme par rapport au sol :

- un déplacement en ligne droite de la plate-forme est considéré (consigne de vitesse $V_c(t)$, les paramètres angulaires de lacet, tangage et roulis restent nuls) ;
- le contact entre chaque pneumatique et le sol est considéré avec roulement sans glissement ;
- pour la modélisation du fonctionnement des moteurs, nous supposons une équi-répartition de la charge extérieure sur chacun des six moteurs. Ainsi, pour une vitesse $V(t)$ de la plate-forme, les six moteurs tourneront à la même vitesse $\Omega_{Mot}(t)$. Ils seront alimentés par une même tension de commande $U(t)$ et devront fournir un même couple moteur $C_{Mot}(t)$;
- les efforts de perturbations (action mécanique de la pesanteur sur une pente...) seront répartis sur chacun des axes des six moteurs et seront donc modélisés par un même couple de perturbation équivalent $C_{equ}(t)$ appliqué sur chacun des axes moteurs ;
- les caractéristiques inertielles de la plate-forme seront représentées au niveau de chaque axe moteur par un moment d'inertie équivalent $\frac{J_{equ}}{6}$;
- le comportement individuel d'un des six moteurs peut donc être approché par celui d'un moteur à courant continu avec les équations électromécaniques suivantes :

$$\text{Equation électrique : } U(t) = E(t) + r.I(t) + L.\frac{dI(t)}{dt} \quad \text{Equation mécanique : } \frac{J_{equ}}{6}.\frac{d\Omega_{Mot}(t)}{dt} = C_{Mot}(t) - C_{equ}(t)$$

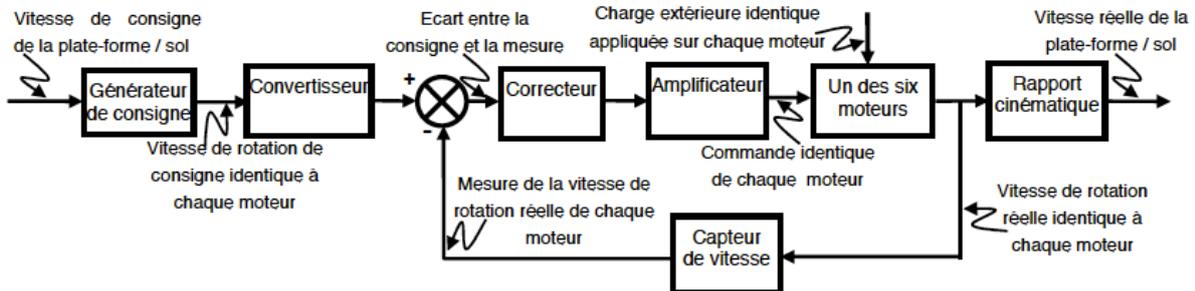
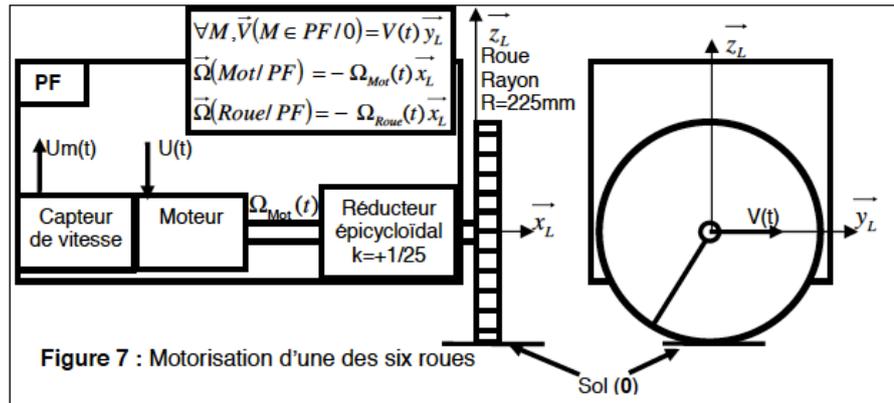
$$\text{Equations de couplage : } E(t) = k_e.\Omega_{Mot}(t) \text{ et } C_{Mot}(t) = k_c.I(t)$$

Symbole	Désignation	Valeur, unités
$U(t)$	Tension d'alimentation d'un moteur	[V]
$E(t)$	Tension contre électromotrice dans un moteur	[V]
$I(t)$	Intensité dans un moteur	[A]
$V(t)$	Vitesse de déplacement de la plate-forme	[m/s]
$\Omega_{Mot}(t)$	Vitesse de rotation de chacun des six moteurs	[rad/s]
$C_{Mot}(t)$	Couple moteur appliqué par chacun des six moteurs	[Nm]
$C_{equ}(t)$	Couple de perturbation équivalent appliqué à chacun des six axes moteurs	[Nm]
r	Résistance de l'induit d'un moteur	2,2 Ω
L	Inductance de l'induit d'un moteur	4,62 mH
k_e	Constante de vitesse d'un moteur	0,12 V/(rad/s)
k_c	Constante de couple d'un moteur	0,12 Nm/A
J_{equ}	Inertie équivalente de la plate-forme ramenée sur l'axe d'un des six moteurs	14,4.10 ⁻³ kg.m ²

Description de l'asservissement en vitesse de la plate-forme par rapport au sol (figure 7 et 8):

Pour une vitesse de consigne $V_c(t)$ [m/s], les microcontrôleurs de pilotage génèrent une vitesse de rotation de consigne à appliquer à chaque moteur $\Omega_{C_{Mot}}(t)$ [rad/s] qui est convertie en une tension de consigne $U_c(t)$ [V]. Un capteur de vitesse monté sur l'axe de chaque moteur fournit une tension mesurée $U_m(t)$ [V], image de la vitesse de rotation réelle $\Omega_{Mot}(t)$. Un correcteur (défini par la suite) adapte le signal écart entre la tension de consigne et la

tension mesurée, ce qui permet après amplification de définir la tension d'alimentation $U(t)$ à appliquer aux moteurs. La vitesse réelle de la plate-forme $V(t)$ est déterminée à partir de $\Omega_{Mot}(t)$ en l'absence de glissement.



Blocs	Fonctions de transfert
Générateur de consigne	K_G
Convertisseur	K_{conv}
Correcteur	$C(p)$ (réglé par la suite)
Amplificateur	$K_A = 20$ sans unité
Capteur de vitesse	$K_{Capt} = 5.10^{-3}$ V/(rad/s)
Rapport cinématique	K_R

Cahier des charges à respecter :

Fonction	Critères	Niveaux
Asservir en vitesse la plate-forme par rapport au sol	STABILITE	MG= 6dB mini Mφ= 45° mini
	<ul style="list-style-type: none"> • Marge de gain • Marge de phase 	
	PRECISION	Nulle
	<p>en poursuite</p> <ul style="list-style-type: none"> • Erreur statique à un échelon de vitesse <p>en régulation</p> <ul style="list-style-type: none"> • Influence d'un échelon en couple de perturbation en régime permanent 	
	RAPIDITE	0,5 secondes
	<ul style="list-style-type: none"> • Temps de réponse à 5% (à une entrée en échelon de vitesse) 	

Les questions 16 et 17 ont été supprimées et les suivantes très légèrement ré-écrites pour pouvoir s'en passer.

A partir de la modélisation des blocs, un schéma bloc à retour unitaire est tracé :

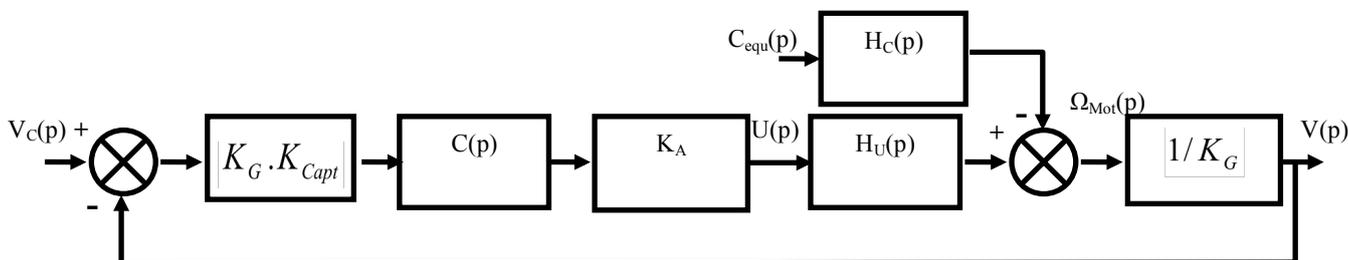


Figure 10 : Schéma bloc à retour unitaire

$H_U(p)$ et $H_C(p)$ sont les fonctions de transfert caractéristiques d'un des six moteurs. Nous retiendrons :

$$H_U(p) = \frac{K_U}{(T_1 p + 1)(T_2 p + 1)} \quad \text{et} \quad H_C(p) = \frac{K_C \left(1 + \frac{L}{r} p\right)}{(T_1 p + 1)(T_2 p + 1)}$$

avec $K_U = 8,3 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{V}^{-1}$, $K_C = 152,7 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{N}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$, $T_1 = 2,1 \text{ ms}$ et $T_2 = 0,36 \text{ s}$

Etude des performances sans correction : $C(p) = 1$

Nous distinguerons dans la suite :

- l'étude en poursuite : Le couple de perturbation équivalent $C_{equ}(t)$ est nul. $V_c(t)$ varie ;
- l'étude en régulation : La vitesse de consigne de la plate-forme $V_c(t)$ est nulle. $C_{equ}(t)$ varie.

Le diagramme de Bode de la Fonction de Transfert en Boucle Ouverte $FTBO(p)$ non corrigée est fourni sur le document-réponse (**Bode non corrigé**) pour $C(p) = 1$.

Q18: Le système étudié est-il stable théoriquement ? Justifier vos réponses.

Q19: Etudier l'aptitude du système sans correction à respecter les critères de précision. Vous déterminerez notamment les expressions littérales de l'erreur statique en poursuite pour une consigne de vitesse de la plate-forme $V_c(t)$ en échelon d'amplitude V_{CO} : $V_c(t) = V_{CO} \cdot u(t)$ (avec $u(t)$ l'échelon unitaire) et de l'influence en régulation d'une perturbation $C_{equ}(t)$ en échelon d'amplitude C_0 , sur la vitesse réelle $V(t)$ de la plate-forme en régime permanent.

Etude des performances avec un correcteur de fonction de transfert : $C(p) = \frac{K_I}{p}$

Q20: Indiquer quelle est la nature de la correction effectuée par ce correcteur (ou désignation du correcteur). Indiquer pour quelle(s) raison(s) principale(s) ce correcteur a été choisi. Valider ce choix vis à vis du cahier des charges. Sans calcul, donner l'influence de ce correcteur sur les autres performances attendues.

Reprenons le diagramme de Bode de la Fonction de Transfert en Boucle Ouverte $FTBO(p)$ non corrigée (**Bode non corrigé**).

Q21: Compléter le document-réponse (**Bode non corrigé**) en y superposant le diagramme de Bode du correcteur avec $K_I = 1 \text{ s}^{-1}$. Déterminer alors la valeur de K_I maximale notée $K_{I_{\max}}$ permettant de respecter les marges de stabilité énoncées dans le cahier des charges.

Afin d'évaluer analytiquement le temps de réponse à 5%, Il est proposé d'adopter une modélisation simplifiée du comportement du moteur en conservant uniquement le mode associé au pôle dominant. On donne $T_{5\% \text{ mini}} \cdot \omega_0 = 3$ avec ω_0 la pulsation propre non amortie d'un système fondamental du second ordre.

Q22: En analysant les valeurs numériques des pôles de la fonction de transfert du moteur en poursuite $H_U(p)$, préciser quel est le pôle dominant et proposer alors un modèle simplifié de la fonction de transfert $H_U(p)$. Déterminer alors la valeur numérique de K_I notée $K_{I_{5\%}}$ minimisant le temps de réponse à 5% pour une entrée échelon en poursuite. Calculer alors la valeur approchée du temps de réponse à 5% minimale $T_{5\% \text{ mini}}$ et comparer la au cahier des charges.

Etude des performances avec un correcteur proportionnel intégral : $C(p) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_I p} \right)$

Le correcteur est remplacé par un correcteur proportionnel intégral. Des réponses temporelles du système corrigé sont tracées sur le document-réponse (**question 23**) avec :

- une consigne de vitesse unitaire de la plate-forme $V_c(t) = u(t)$ (avec $u(t)$ l'échelon unitaire) ;
- une perturbation sous la forme d'un échelon unitaire retardé de 3 secondes $C_{\text{equ}}(t) = u(t - 3)$;
- un gain du correcteur $K_p = 1$;
- différentes valeurs de T_I .

Q23: Parmi les différentes valeurs de T_I , choisir celle qui assure le temps de réponse à 5% le plus faible. Vous ferez apparaître ce temps de réponse sur la figure (**question 23**).

La valeur de T_I déterminée à la question précédente est retenue pour le réglage du correcteur proportionnel intégral. Il s'agit alors de choisir le gain du correcteur K_p à partir des simulations proposées sur le document-réponse (**question 24**).

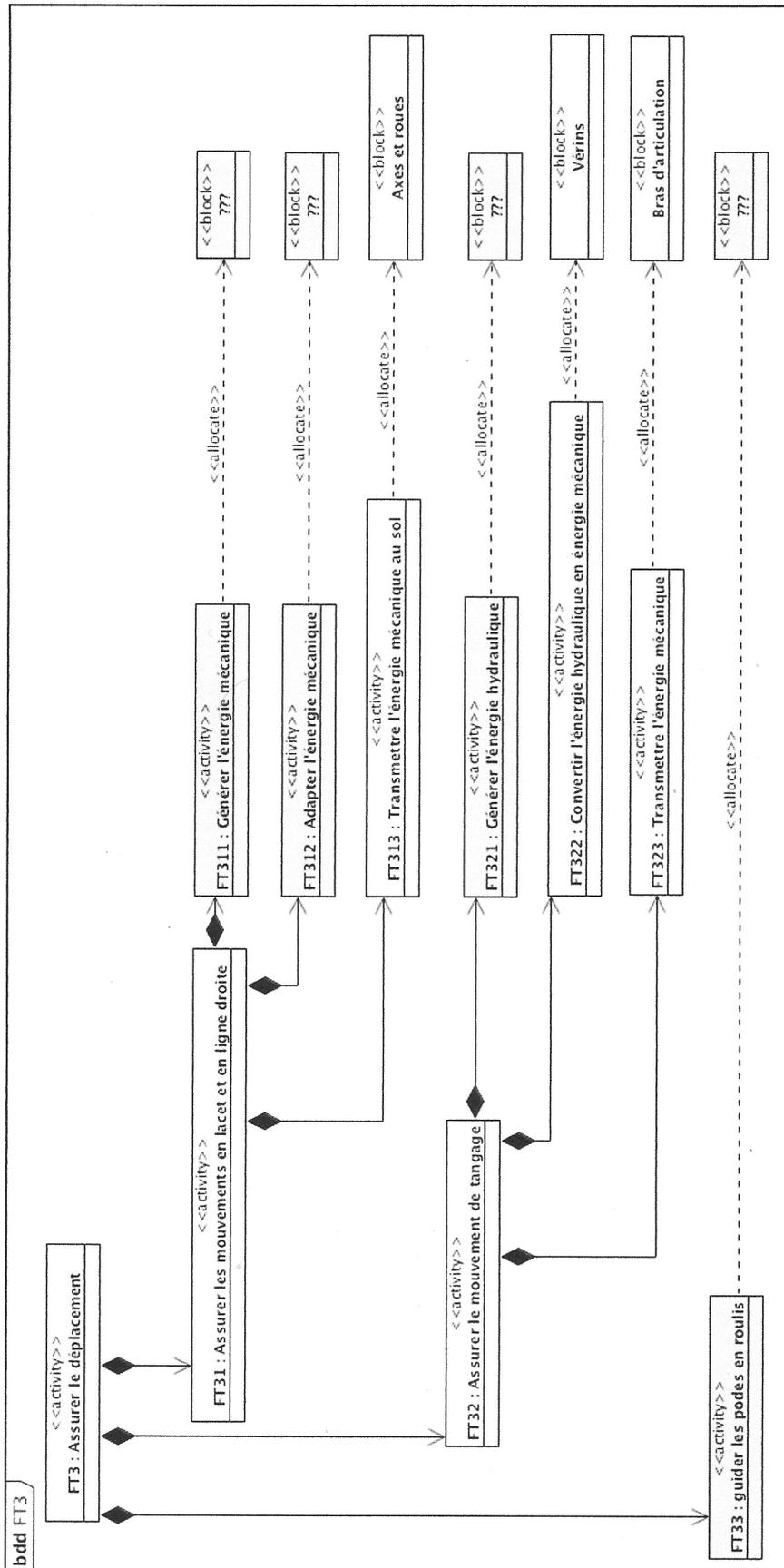
Q24: Parmi les différentes valeurs de K_p , choisir la valeur qui assure un temps de réponse à 5% au plus près de la valeur fournie dans le cahier des charges.

Avec le couple de valeurs (T_I et K_p) obtenu, la réponse fréquentielle du système en boucle ouverte a été tracée sur le document réponse (**question 25**).

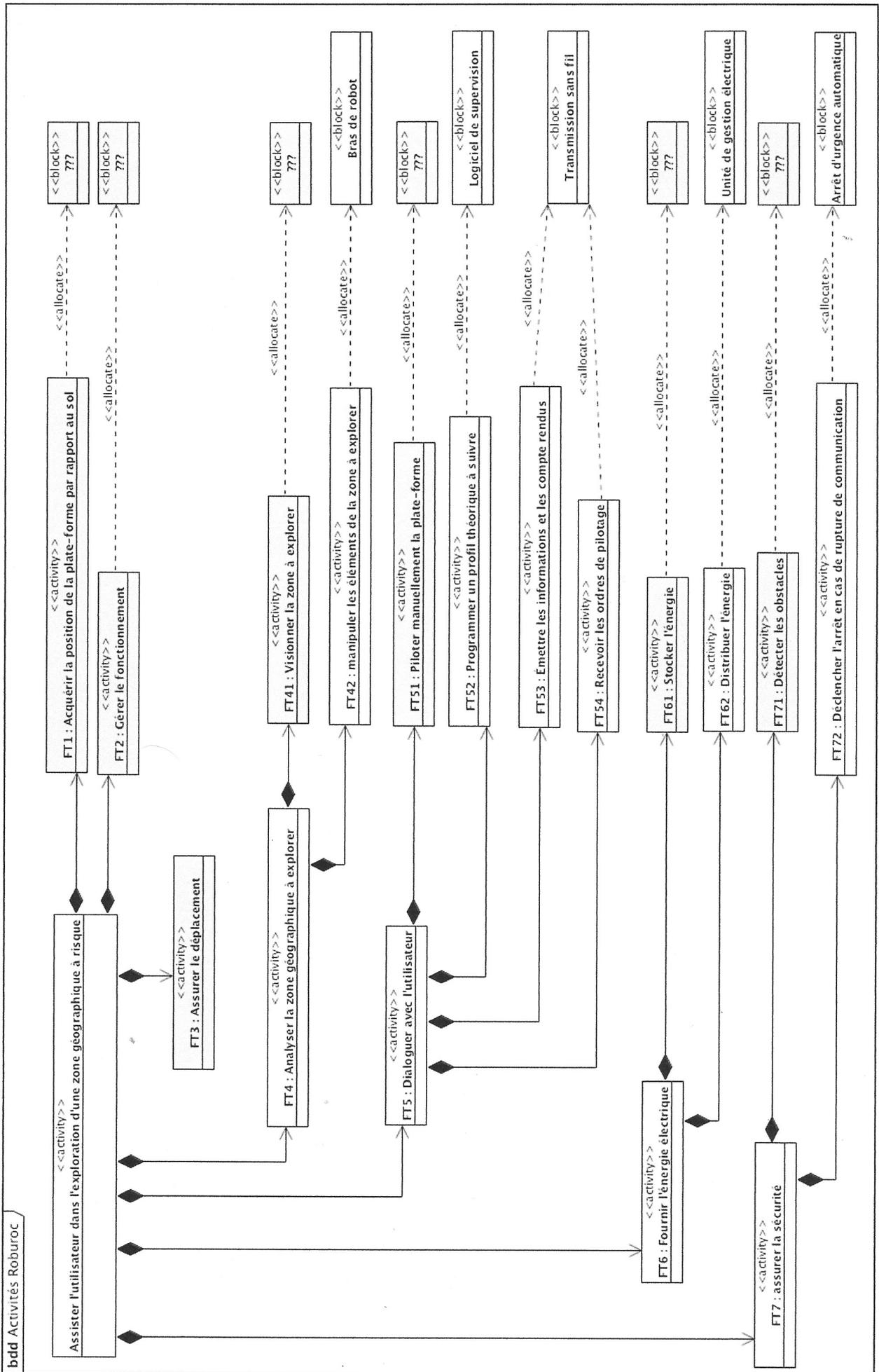
Q25: Conclure quant à la capacité de ce correcteur à respecter tous les critères du cahier des charges.

Fin de l'extrait, et du devoir.

Description des allocations d'activités

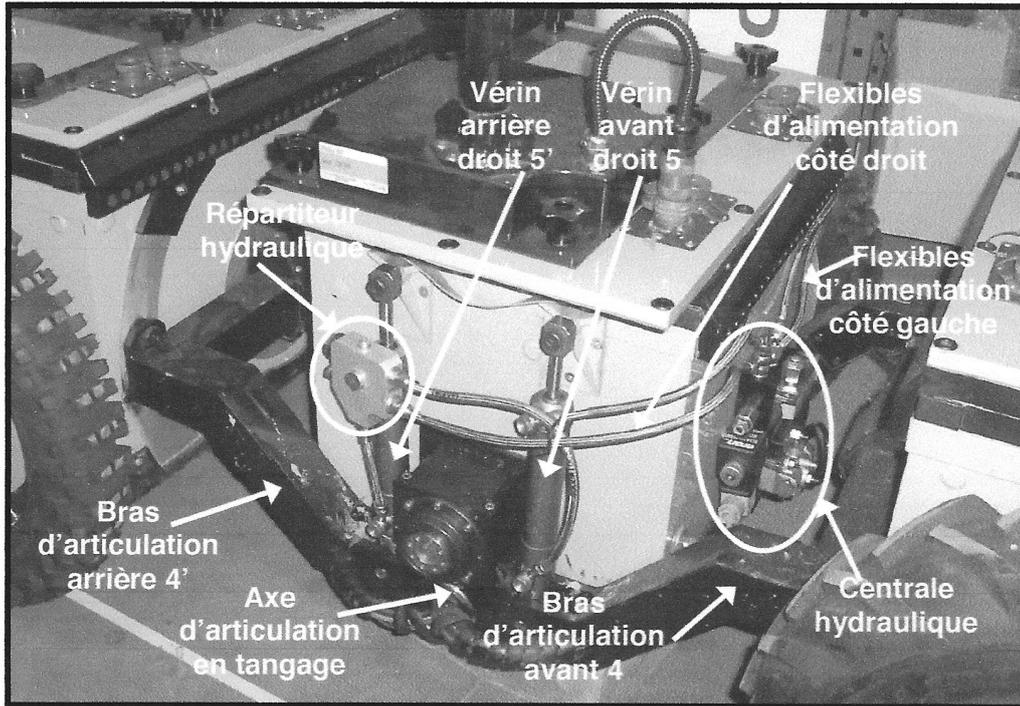


Annexe 1-1 : BDD des activités allouées aux composants

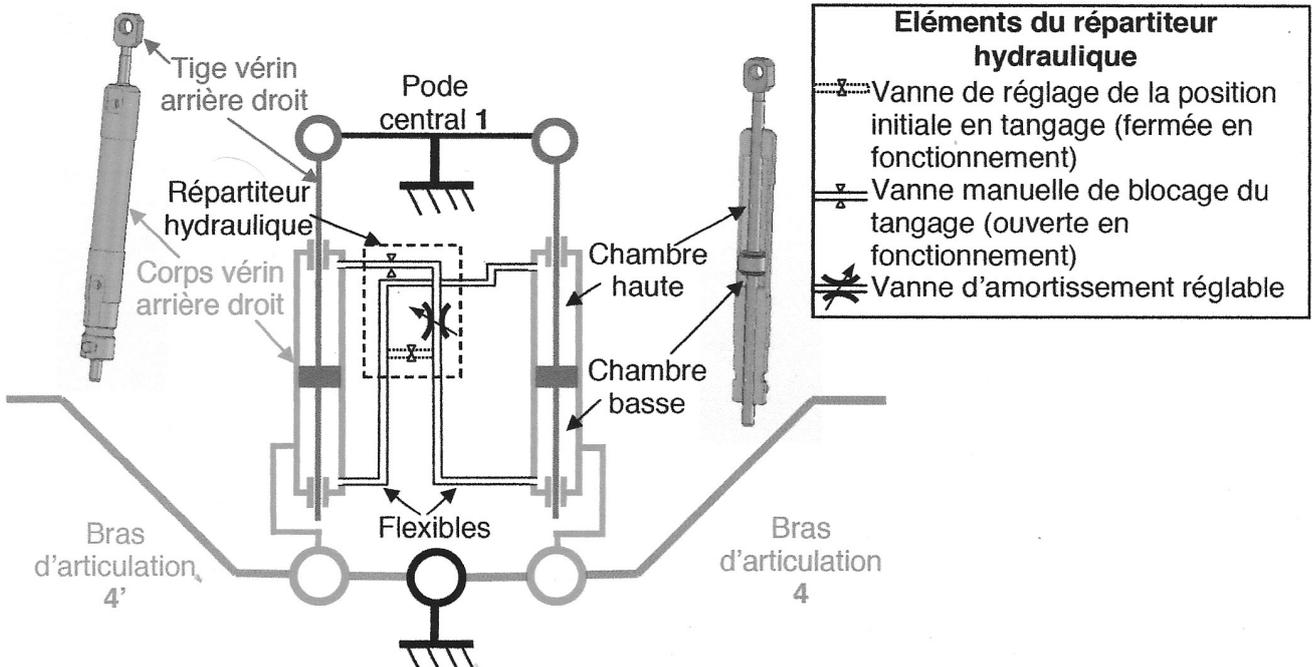


Annexe 1-2 : BDD des activités allouées aux composants

CIRCUIT HYDRAULIQUE



Annexe 2 : Description du circuit hydraulique complet (fixé sur le pote central 1)
(La roue centrale droite a été démontée pour faciliter la visibilité)

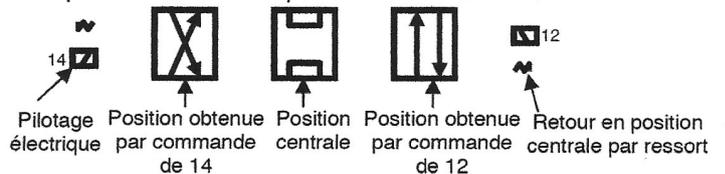
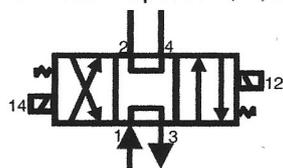


Annexe 3 : Schéma cinématique du montage des vérins de tangage (côté droit) et représentation du circuit hydraulique en mode passif (synchronisation et amortissement)

Fonction : Permettre de distribuer l'énergie hydraulique disponible suivant les ordres de commande

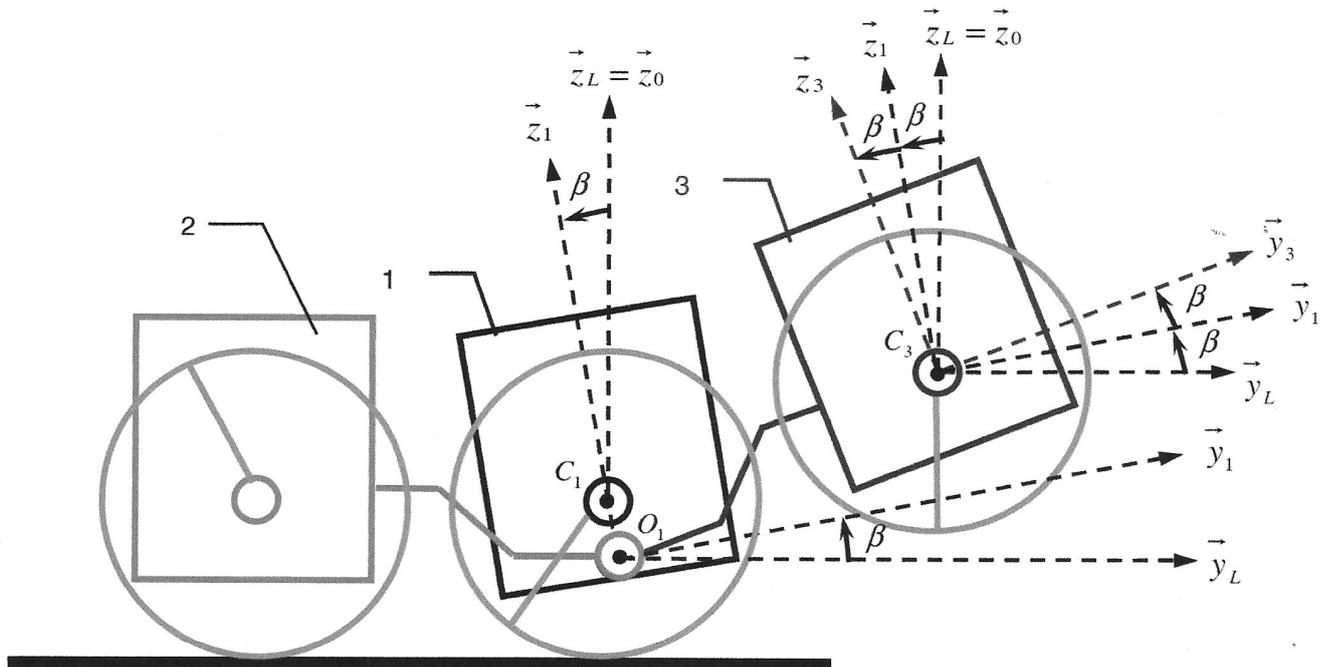
4 orifices : repères 1, 2, 3 et 4

3 positions = 3 états possibles du distributeur

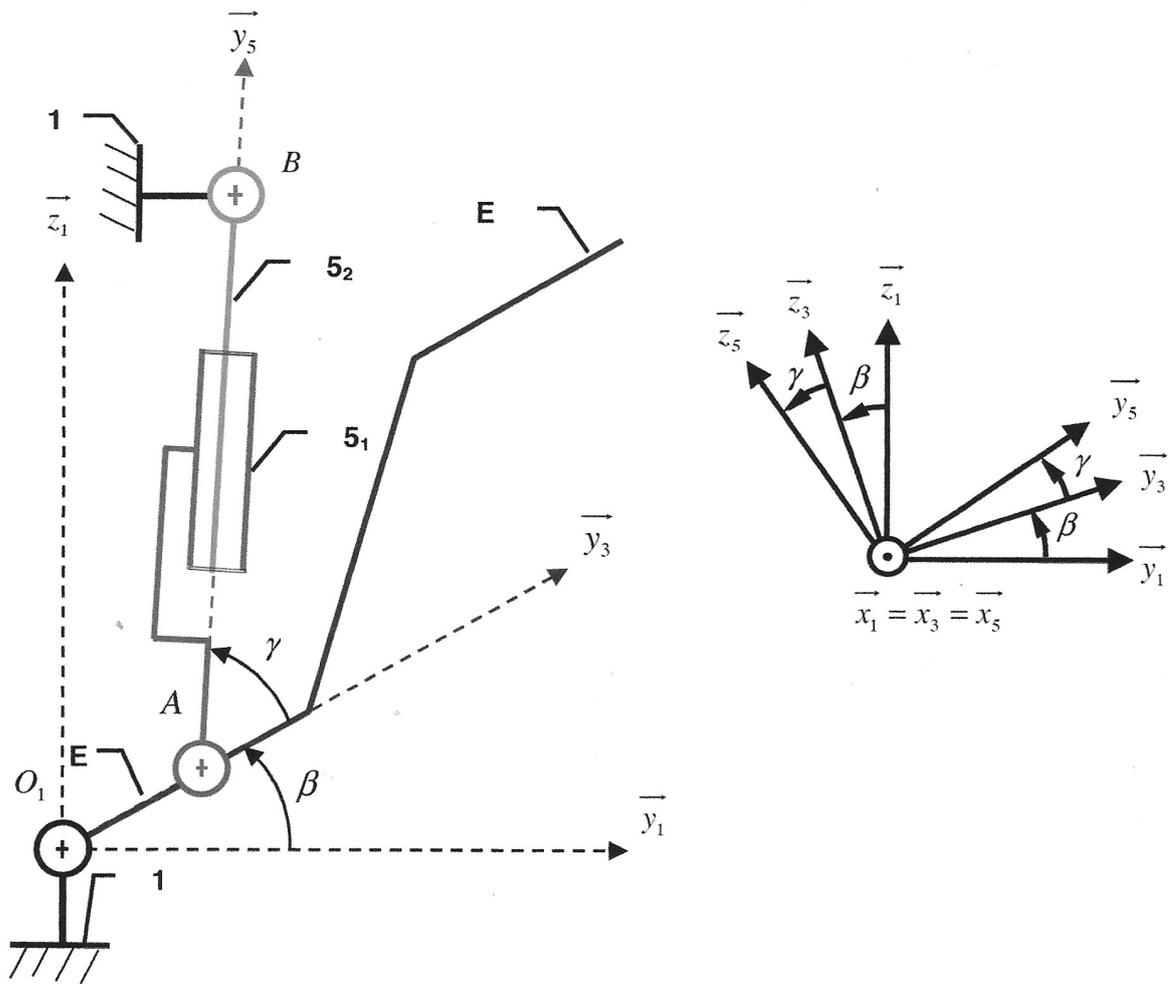


Annexe 4 : Normalisation et fonctionnement d'un distributeur 4/3

PARAMETRAGE CINEMATIQUE

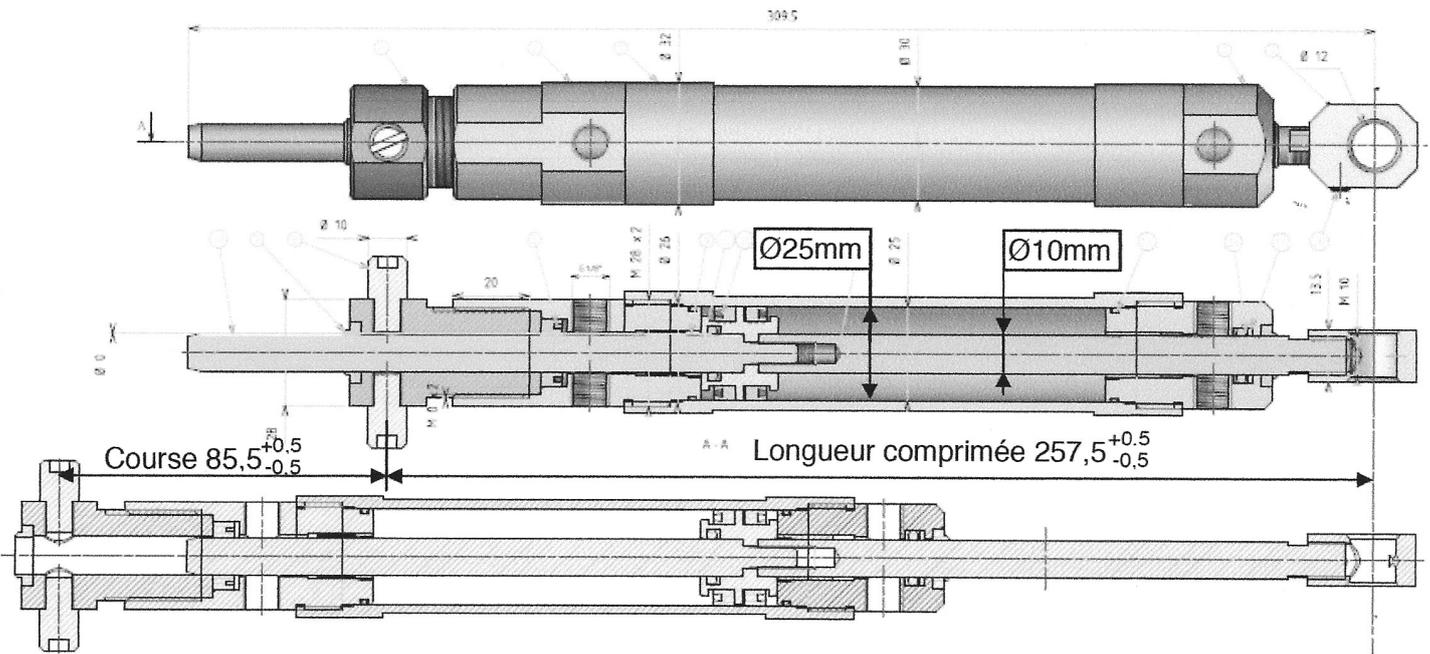


Annexe 5 : Paramétrage du mouvement de tangage β

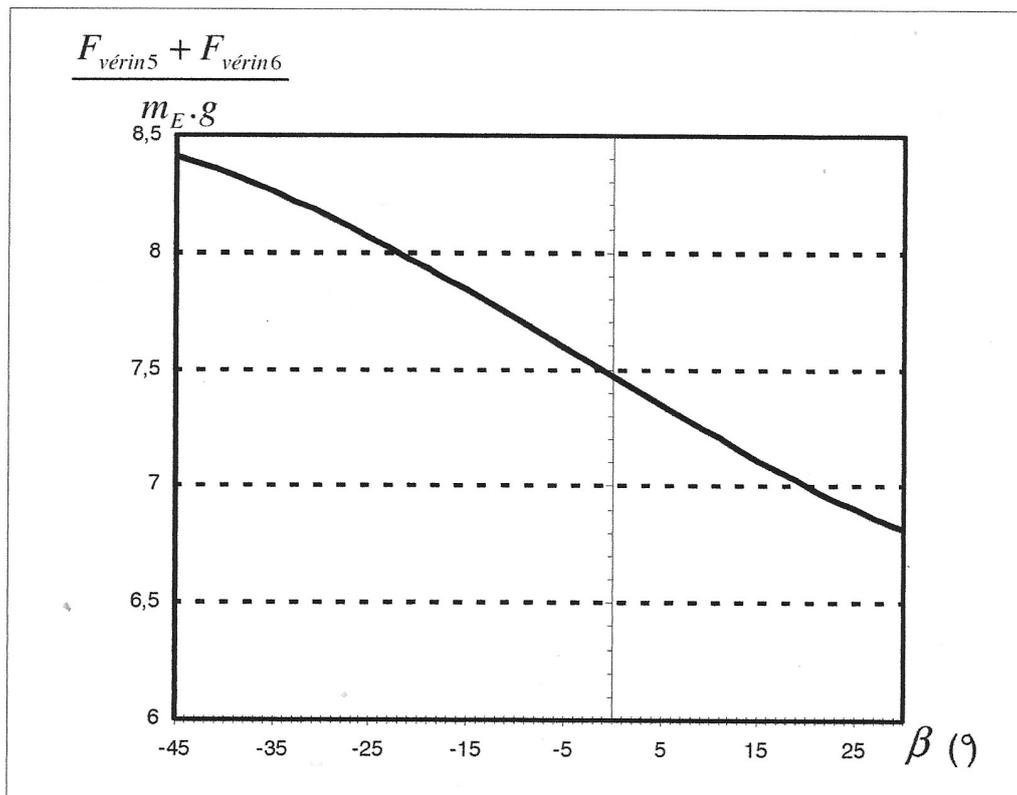


Annexe 6 : Schéma cinématique du mouvement de tangage du pôle avant 3 / pôle central 1

Dimensionnement des vérins

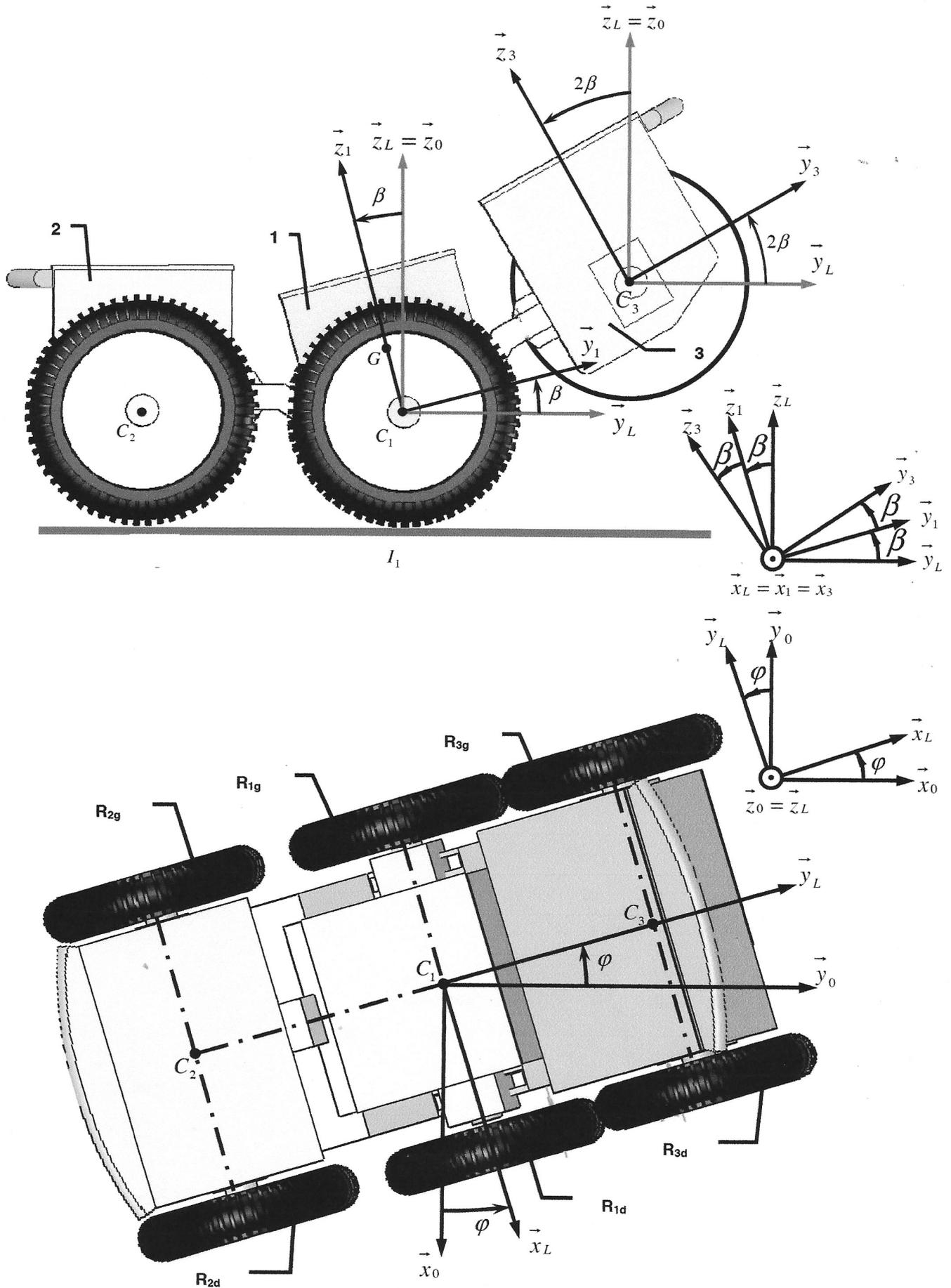


Annexe 7 : Plan d'un des quatre vérins



Annexe 8 : Evolution du rapport entre les efforts dans les vérins 5 et 6 et le poids de E en fonction de l'angle de tangage β en degrés

ETUDE DYNAMIQUE



Annexe 9 : Modélisation pour l'étude dynamique de la rotation de lacet