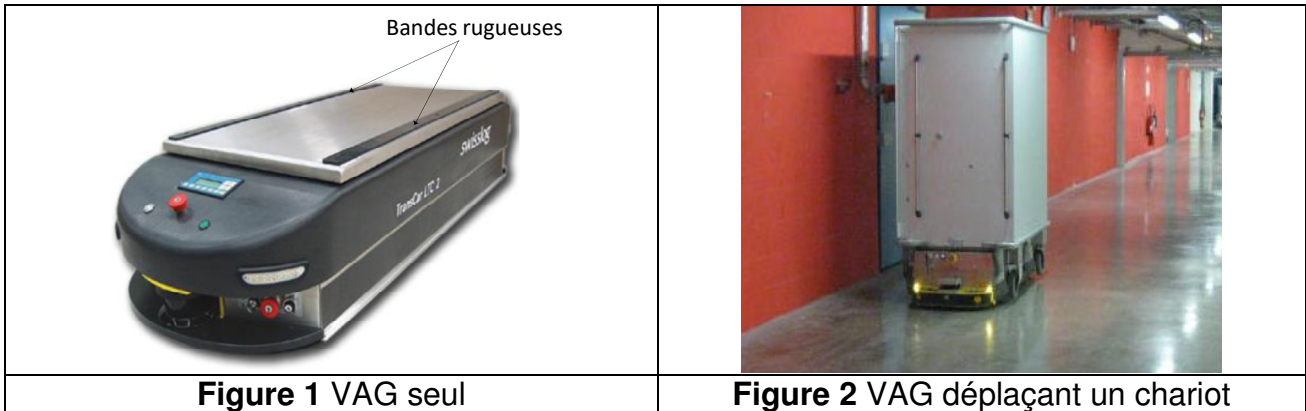


## PRESENTATION DU SYSTEME

Le nouveau Centre Hospitalier Universitaire (CHU) de Dijon Bocage Central a retenu pour sa logistique hôtelière hospitalière des VAG (véhicule auto guidé) ou AGV (Automated guided vehicle). Neuf véhicules autonomes à guidage laser (**Figure 1**) sont utilisés pour le transport de déchets, plateaux repas, linges dans les parties non accessibles au public (**Figure 2**). Le nombre de transports quotidiens par VAG est de l'ordre de 930. Chaque transport est désigné sous le terme de mission.



### Normes de sécurité et obligations spécifiques concernant les VAG

#### — Définitions des zones de circulation

La norme NF EN 1525 définit trois types de zones de circulation des VAG :

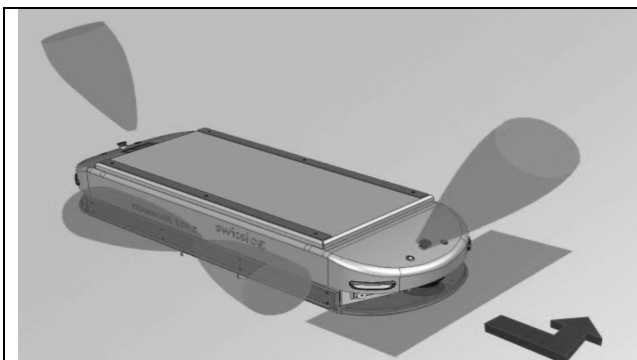
- zones banalisées ;
- zones propres ;
- zones dangereuses.

Pour le système étudié, les zones de déplacement des VAG sont des zones non accessibles au public. Seules des personnes autorisées peuvent y pénétrer. On peut donc considérer qu'il s'agit de zones propres.

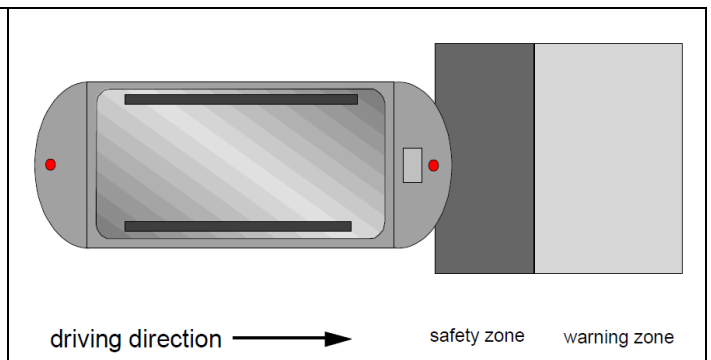
#### — Définitions des catégories de sécurité

La norme NF EN 954-1 définit les niveaux de résistance aux défauts suivants :

- dispositif d'arrêt d'urgence de catégorie 2 nécessitant obligatoirement une action manuelle pour réarmer le dispositif suite à un incident.
- dispositif « bouclier » de catégorie 3 (**Figure 3**) conçu de manière à ce que le VAG s'arrête avant que ses parties rigides ou sa charge ne touchent la personne ou un obstacle, automatiquement réarmable par simple disparition de l'obstacle.



**Figure 3** Bouclier de sécurité, Scanner laser, détecteur ultrasonore et boutons d'arrêt d'urgence participent à la sécurité.



**Figure 4** les zones de sécurité (safety zone) et d'alerte (warning zone) sont ajustables. Un arrêt est provoqué lorsque un obstacle est détecté dans la zone de sécurité.

## Détection des obstacles à distance

Une sécurité supplémentaire est assurée par un **appareil à balayage laser** qui scrute, dans un plan horizontal, les obstacles éventuels (**Figure 4**). Si un obstacle est à une distance inférieure au seuil programmé, l'appareil déclenche l'arrêt du VAG. Il est possible de modifier le lobe de détection de cet appareil en fonction de la vitesse.

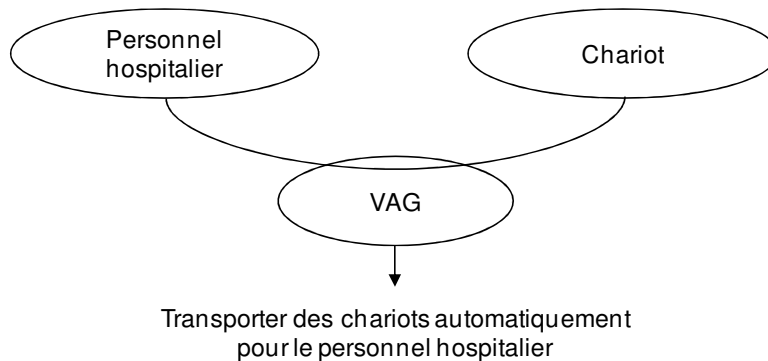
## CADRE DE L'ETUDE

L'étude proposée porte uniquement sur les véhicules autonomes ou VAG et le respect des conditions de sécurité pour la circulation des chariots à proximité du personnel de l'hôpital.

- **La partie 1 a pour objet l'étude du dispositif d'arrêt du VAG sur une distance limitée.**
- **La partie 2 a pour objet l'étude du respect des trajectoires de déplacements prédéfinies.**

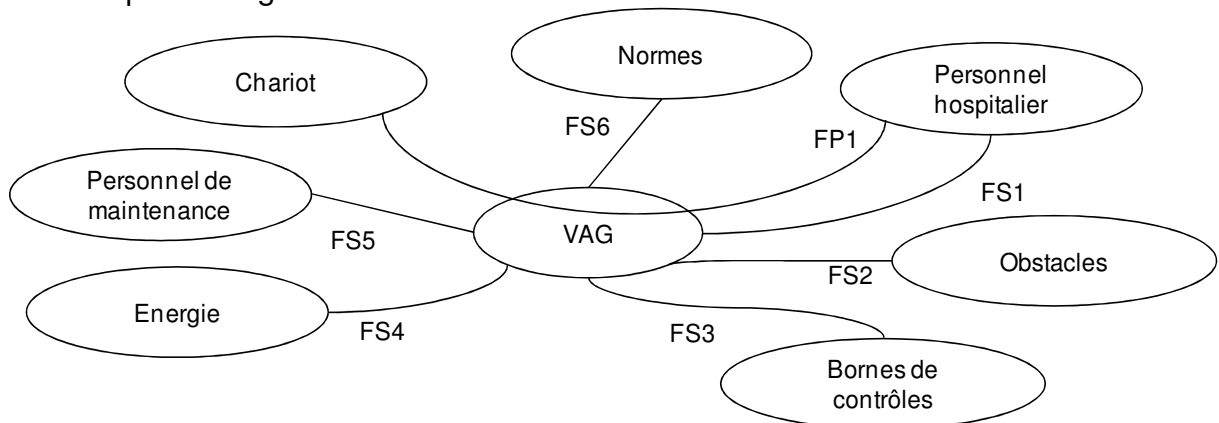
## DESCRIPTION FONCTIONNELLE EXTERNE

Le besoin auquel répond le système est représenté schématiquement sur la figure suivante :



**Figure 5** Expression du besoin

Les relations qu'entretient le VAG avec les différents éléments du milieu environnant sont formalisées par le diagramme des interacteurs suivant :



**Figure 6** Diagramme des interacteurs

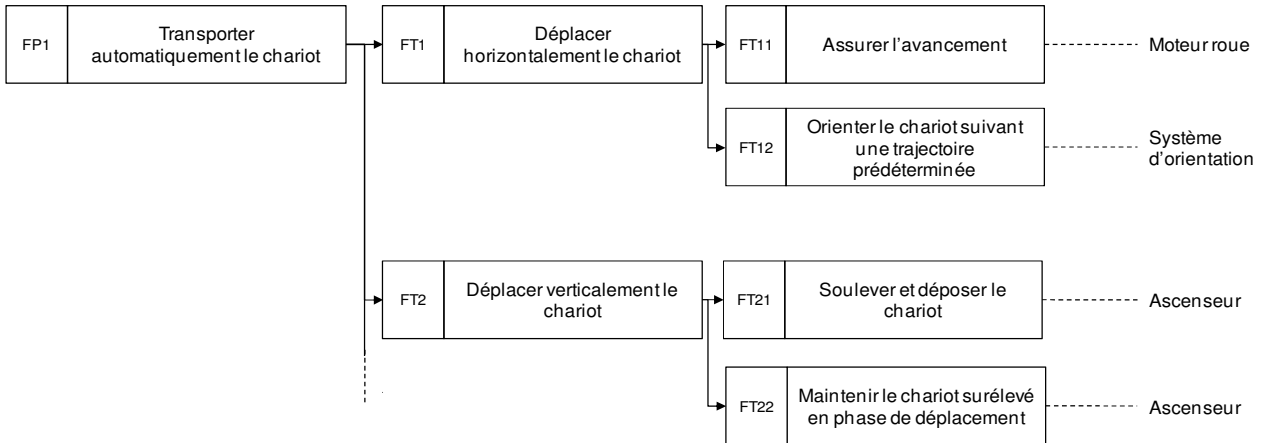
## Enoncé des fonctions

- FP1 : Transporter automatiquement des chariots pour le personnel hospitalier.
- FS1 : Etre sans danger pour le personnel hospitalier.
- FS2 : S'arrêter devant les obstacles.
- FS3 : Recevoir les ordres et transmettre les informations aux bornes de contrôle
- FS4 : Etre rechargeable facilement et rapidement
- FS5 : Etre facilement maintenable
- FS6 : Respecter les normes en vigueur

## Diagramme FAST partiel du VAG

Le diagramme FAST partiel de la **Figure 7**, montre certaines fonctions techniques que doit assurer le système pour la réalisation de la fonction principale FP1 : « *Transporter automatiquement les chariots* » :

- la fonction technique FT11 est assurée par un moteur roue (partie 1).
- la fonction technique FT12 est assurée par le système d'orientation des roues avant et arrière, la roue arrière étant motrice (partie 2).

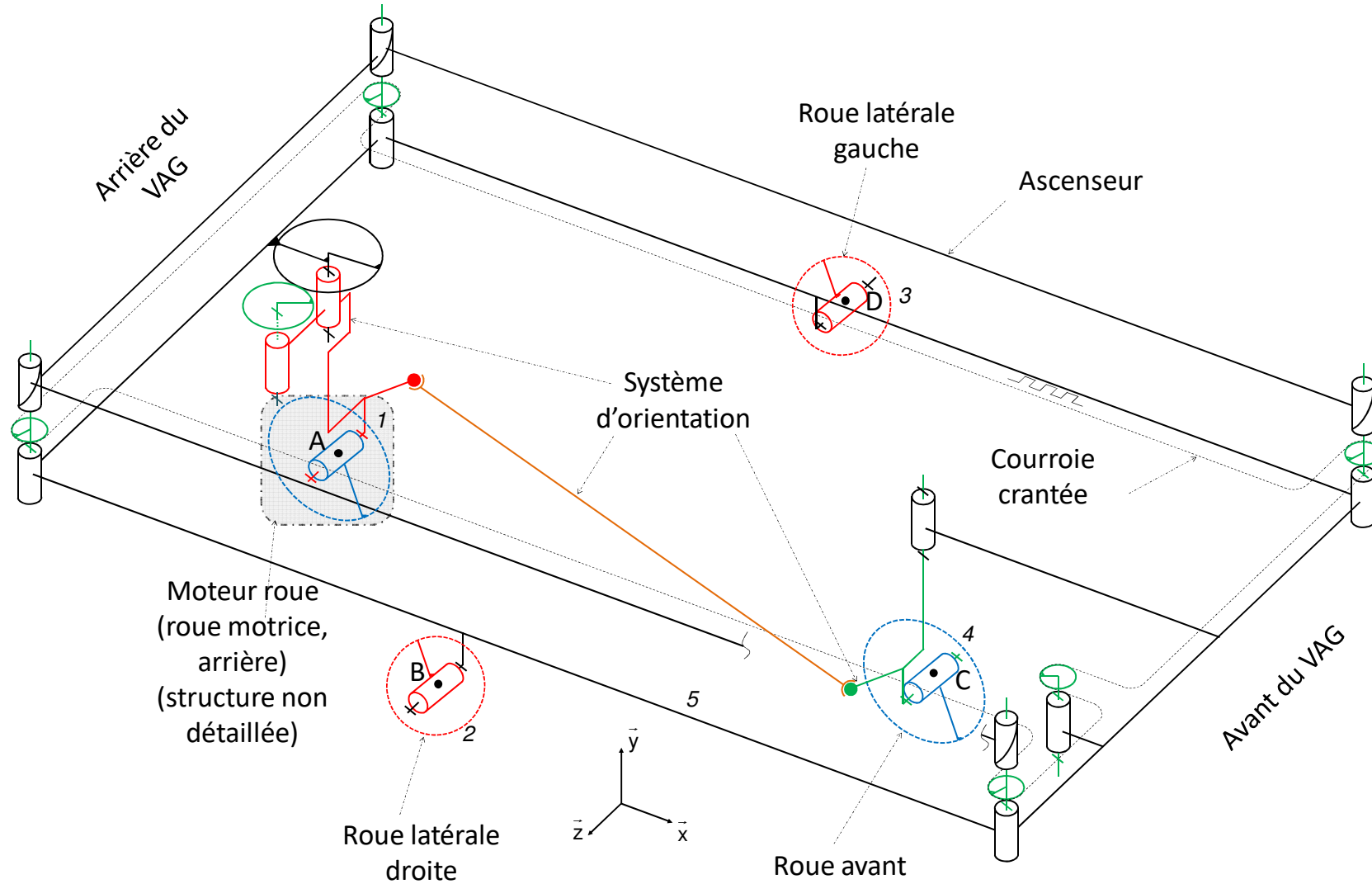


**Figure 7** Diagramme FAST partiel du VAG

## Cahier des charges relatif à la fonction FT1

Fonction	Critère	Niveau
FT11 : Assurer l'avancement	Distance d'arrêt à partir de la vitesse maximale	0,2 m
	Vitesse maximale	1,2 m·s <sup>-1</sup>
	Dérapiage du VAG	Aucun
	Basculement du chariot	Aucun
	Accélération maximale assurant le non dérapage (valeur absolue)	3,6 m·s <sup>-2</sup>
	Charge utile de la table élévatrice	450 kg
	Pente maximale franchissable	5%
FT12 : Orienter le chariot suivant une trajectoire prédéterminée	Dérive latérale maximale en ligne droite	+/-5 mm/m

Le schéma cinématique spatial simplifié donné à la **Figure 8**, montre la structure globale du système.



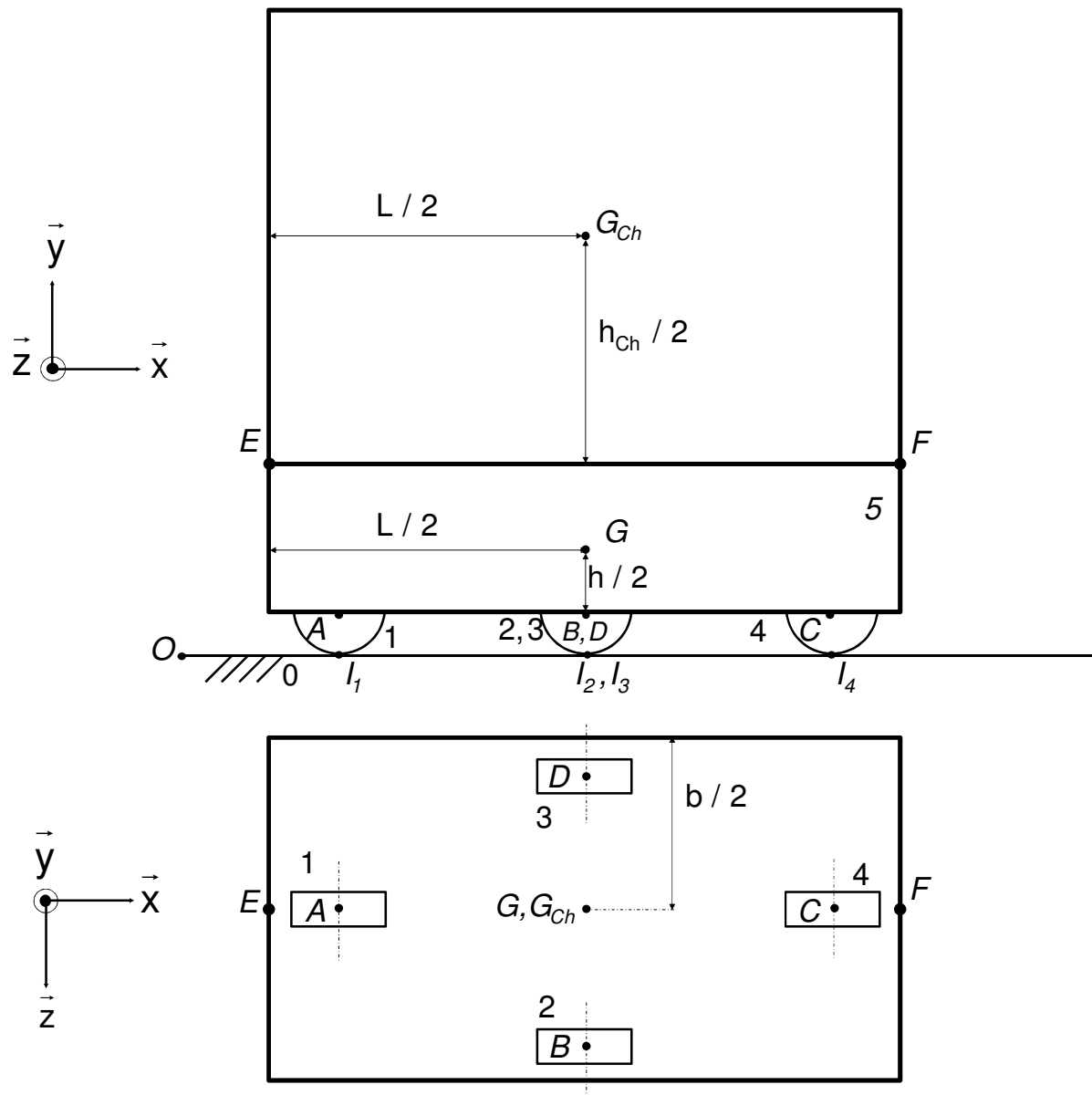
**Figure 8** Schéma cinématique spatial partiel du VAG

## Partie 1 : étude de la fonction technique FT11 : « Assurer l'avancement ».

Les objectifs de cette partie sont les suivants:

- Rechercher l'accélération linéaire maximale du VAG afin d'assurer le critère de non basculement du chariot et le non dérapage du VAG
- Prédéterminer les paramètres de réglage du variateur adaptés à l'application et à la sécurité

Dans cette partie, le VAG est en translation rectiligne, c'est-à-dire que les roues directrices (roue motrice et roue avant) ont la même orientation que les roues latérales (voir schéma cinématique **Figure 8**). Le VAG, dans cette configuration est modélisé **Figure 9**.

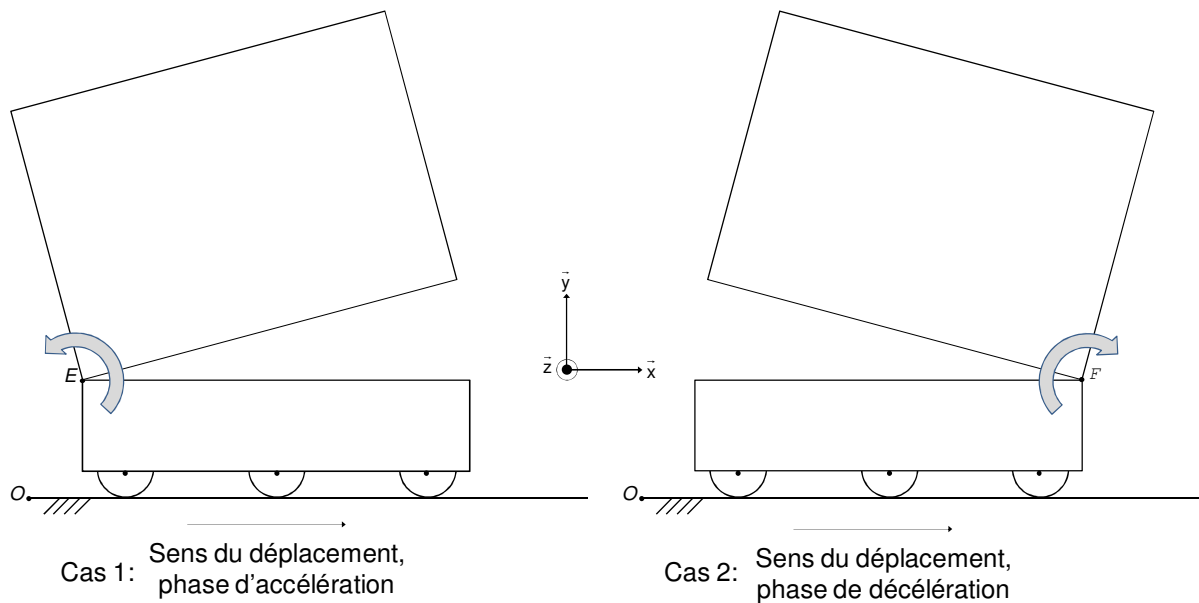


**Figure 9** Paramétrage pour l'étude du non basculement

La zone de contact entre le VAG et le chariot est de type surfacique, délimitée par deux rectangles formés par des bandes rugueuses empêchant le glissement du chariot par rapport au VAG, comme le montre la **Figure 1**.

Le coefficient d'adhérence entre le VAG et le chariot est suffisamment grand pour que ce dernier ne puisse pas glisser par rapport au VAG, quelle que soit son accélération. Par

contre, en phase d'accélération (respectivement en phase de décélération), le chariot peut basculer autour de l'axe  $(E, \vec{z})$  (respectivement  $(F, \vec{z})$ ), comme le montre la **Figure 10**.



**Figure 10** Basculements possibles du chariot

**Hypothèses, paramétrage et notations :**

<b>Hypothèses</b>	
Les solides sont indéformables	
Modélisation plane adoptée de l'ensemble Chariot+ VAG dans le plan $(O, \vec{x}, \vec{y})$ .	
O est un point fixe par rapport au sol. Une base orthonormée directe $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ lui est attachée. Le repère $R_0(O, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ est supposé galiléen.	
Le chariot est modélisé par un parallélépipède rectangle de longueur <b>L</b> , de largeur <b>b</b> et hauteur <b>h<sub>Ch</sub></b> ; son centre de gravité est noté <b>G<sub>Ch</sub></b> . La position de <b>G<sub>Ch</sub></b> dépend de la manière dont le chariot est rempli. Des règles strictes sont imposées au personnel de l'hôpital pour le remplissage. La position de <b>G<sub>Ch</sub></b> sera considérée comme invariante pour toute l'étude.	
L'étude est limitée au basculement en phase d'accélération (cas1, <b>Figure 10</b> ).	
<b>Paramétrage</b>	
Dimensions chariot	<b>L = 1441 mm ; b = 616 mm ; h<sub>Ch</sub> = 1800mm</b>
Masse Chariot	<b>M = 450 kg</b>
Paramétrage géométrique	<p><b>G<sub>Ch</sub></b> : centre de gravité du chariot</p> $\overrightarrow{EG_{Ch}} = \frac{L}{2} \vec{x} + \frac{h_{Ch}}{2} \vec{y}$ <p><math>\overrightarrow{OE} = x \vec{x} + (h + r) \vec{y}</math> avec x variable : <b>h = 164 mm</b></p> <p>Rayon des roues du VAG : <b>r = 105mm</b></p>
Accélération de la pesanteur	<b>g = 9,81m·s<sup>-2</sup></b>
Paramétrage dynamique	Matrice d'inertie du chariot réduite en Gch, dans la base <sup>1</sup> $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ : <b>I(Gch, Ch)</b>

<sup>1</sup> Rappel : le chariot est en translation rectiligne suivant  $\vec{X}$ , la base  $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$  est donc fixe par rapport au chariot.

Notations valables pour toute l'étude	
Torseur des actions mécaniques transmissible d'un solide i sur un solide j	$\mathbf{T}_{i \rightarrow j} = \left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{R_{i \rightarrow j}} \\ \overrightarrow{M_{P,i \rightarrow j}} \end{array} \right\}_P = \left\{ \begin{array}{cc} X_{i \rightarrow j} & L_{i \rightarrow j} \\ Y_{i \rightarrow j} & M_{i \rightarrow j} \\ Z_{i \rightarrow j} & N_{i \rightarrow j} \end{array} \right\}_{P,(\overline{x}, \overline{y}, \overline{z})}$
Torseur cinématique de i par rapport à j	$\mathbf{V}_{i/j} = \left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{\Omega_{i/j}} \\ \overrightarrow{V_{P,i/j}} \end{array} \right\}_P$
Torseur dynamique de i par rapport au repère $R_0$	$\mathbf{D}_{i/0} = \left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{D_{i/0}} \\ \overrightarrow{\delta_{P,i/0}} \end{array} \right\}_P$
La dérivée temporelle première d'une grandeur scalaire $\lambda$ est notée $\dot{\lambda}$ , sa dérivée seconde $\ddot{\lambda}$ .	

## Partie 1.1 Etude du basculement du chariot

**L'objectif de cette partie est de rechercher l'accélération linéaire maximale du VAG afin d'assurer le critère de non basculement du chariot**

On se place juste avant le basculement qui aurait lieu dans le cas 1 (**Figure 10**). Ainsi, on supposera que le chariot est à la limite du basculement, c'est-à-dire dans la configuration géométrique de la **Figure 9**.

- Q1 Donner** l'expression de la résultante dynamique,  $\overrightarrow{D_{Ch/0}}$ , du chariot par rapport au sol en fonction de M et  $\ddot{x}$ .
- Q2 Montrer**, avec les hypothèses adoptées, que le moment dynamique réduit en  $G_{Ch}$ , du chariot par rapport au sol noté  $\overrightarrow{\delta_{G_{Ch}, Ch/0}}$ , est nul. **En déduire** l'expression du moment dynamique, réduit en E, du chariot par rapport au sol, noté  $\overrightarrow{\delta_{E, Ch/0}}$  en fonction de  $h_{Ch}$ , M et  $\ddot{x}$ .
- Q3 Justifier sans calcul** (à l'aide d'une figure par exemple), que la condition de non basculement du chariot, autour du point E, dans le cas 1 peut être formulée mathématiquement par :  $\overrightarrow{M_{E,5 \rightarrow Ch}} \cdot \vec{z} > 0$
- Q4** En utilisant la condition ci-dessus, en isolant le chariot et en appliquant le Théorème du Moment Dynamique réduit en E, en projection sur  $\vec{z}$ , **déterminer** la relation que doit satisfaire  $\ddot{x}$  pour éviter le basculement du chariot par rapport au VAG. La relation attendue est de la forme :

$$\ddot{x} < a_{max1}$$

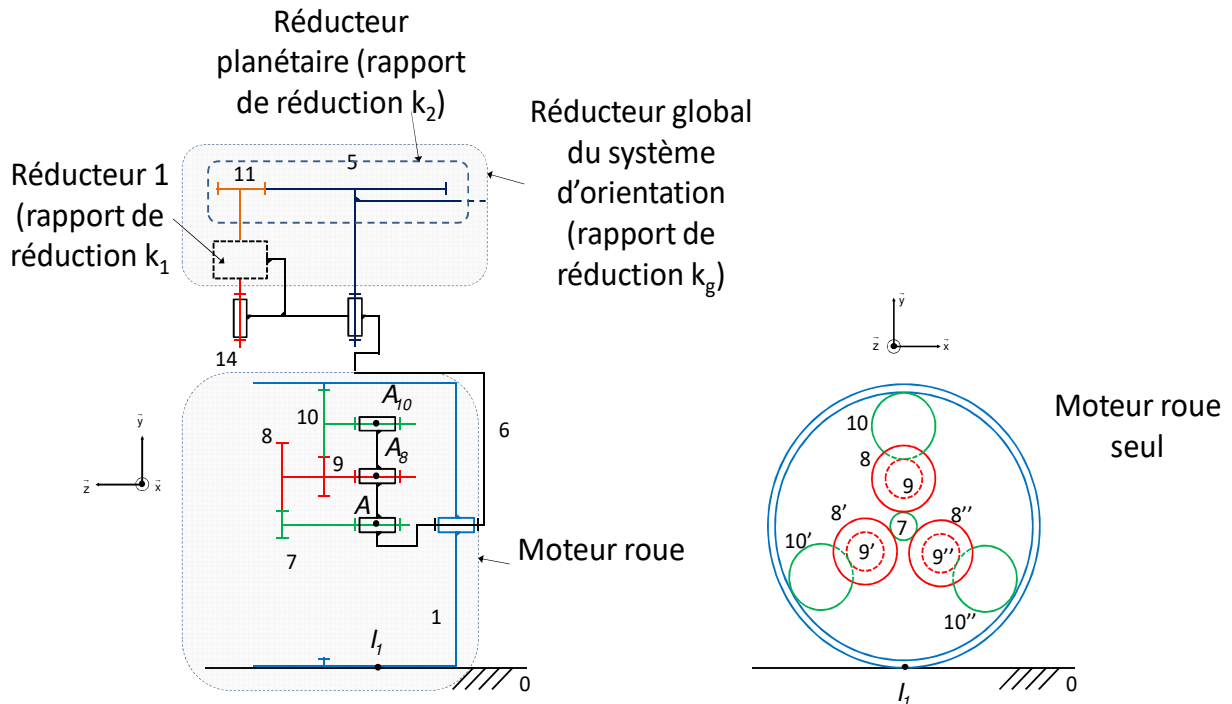
Avec  $a_{max1}$ , l'accélération maximale exprimée en fonction de L, g et  $h_{Ch}$ .

- Q5 Réaliser l'application numérique** pour  $a_{max1}$ . **Comparer** cette valeur à l'accélération maximale du cahier des charges et en **déduire** la valeur de l'accélération qui satisfait aux deux critères de non basculement et de non dérapage.

## Partie 1.2 Validation du choix du moteur

L'objectif de cette partie est de déterminer le couple moteur en phase d'accélération ainsi que la vitesse maximale atteinte en vue de valider le choix du constructeur.

La **Figure 11** montre la structure du moteur roue 1. L'arbre 7 est l'arbre moteur (le moteur n'est pas représenté). L'énergie mécanique est transmise à la roue 1 par l'intermédiaire de trois trains d'engrenages simples, identiques, disposés à 120 degrés (voir figure de droite, sur laquelle seuls les pignons et roues sont représentés pour plus de lisibilité). La figure de gauche ne représente qu'un seul de ces trains. Il possède trois étages.



**Figure 11** Schéma cinématique du moteur roue

### Hypothèses, paramétrage et notations :

<b>Hypothèses</b>	
Il y a roulement sans glissement entre la roue 1 et le sol 0 en $I_1$ . Le chariot se déplace toujours en ligne droite (mouvement de translation rectiligne suivant $\bar{x}$ . Le système d'orientation des roues est donc « bloqué » et il n'y a pas de mouvement relatif entre 6 et 5.	
<b>Paramétrage</b>	
Paramétrage géométrique	Rayon des roues du VAG : $r = 105\text{mm}$ $\overline{I_1A} = \overline{I_2B} = \overline{I_4C} = \overline{I_3D} = r\bar{y}$
Réducteur du moteur roue (nombre de dents des éléments tournants)	$Z_1 = 108$ ; $Z_7 = 9$ ; $Z_8 = 38$ ; $Z_9 = 19$ ; $Z_{10} = 39$
<b>Notations</b>	
On note $\overline{\Omega}_{7/6} = \omega_{7/6} \cdot \bar{z}$ le vecteur vitesse de rotation de l'arbre moteur 7 par rapport à 6 et $\overline{\Omega}_{1/6} = \omega_{1/6} \cdot \bar{z}$ le vecteur vitesse de rotation de la roue 1 par rapport à 6.	

**Q6** Exprimer le rapport de réduction noté  $r_1 = \frac{\omega_{1/6}}{\omega_{7/6}}$  en fonction de  $Z_1$ ,  $Z_7$ ,  $Z_8$  et  $Z_9$ , puis réaliser l'application numérique.



**Q7 Déterminer** la relation entre  $\omega_{1/0}$  et  $\omega_{1/6}$  et la relation entre  $\omega_{7/0}$  et  $\omega_{7/6}$ .

Dans le mouvement de translation rectiligne considéré, le point A est fixe par rapport au carter 5, par conséquent  $\overline{V_{A,5/0}} = \dot{x} \cdot \vec{x}$ .

**Q8** La condition de roulement sans glissement s'écrit  $\overline{V_{I,1/0}} = \vec{0}$ . **Donner** alors la relation liant  $\dot{x}$  à  $\omega_{1/6}$ . En déduire la relation entre  $\dot{x}$  et  $\omega_{7/6}$  en fonction de  $r_1$  et  $r$ .

Dans le but de valider le choix du moteur, une approche énergétique est envisagée.

**Hypothèses, paramétrage et notations :**

<b>Hypothèses</b>	
Les inerties et les masses des éléments 8, 9,10, 8', 9',10', 8'',9'' et 10'' sont négligées.	
<b>Paramétrage</b>	
Paramétrage géométrique	Centre de gravité du moteur roue : A
Caractéristiques inertielles et massique	moment d'inertie de la roue 1 par rapport à l'axe $(A, \vec{z})$ $J_1 = 0,05 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ . moment d'inertie de l'arbre moteur par rapport à l'axe $(A, \vec{z})$ $J_7 = 0,0002 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ masse de la roue 1 : $m_1 = 30 \text{ kg}$ masse de l'arbre moteur 7 : $m_7 = 4 \text{ kg}$ $m_{S1} = m_1 + m_7$
Réducteur du moteur roue (nombre de dents des éléments tournants)	$Z_1 = 108 ; Z_7 = 9 ; Z_8 = 38 ; Z_9 = 19 ; Z_{10} = 39$
<b>Notations</b>	
L'ensemble moteur roue est noté S1. Il regroupe la roue 1, l'arbre moteur 7 et les constituants du réducteur (8, 9, 10, 8', 9', 10', 8'', 9'', 10''). Ainsi $S1 = \{1, 7, 8, 9, 10, 8', 9', 10', 8'', 9'', 10''\}$ .	

Afin de déterminer le couple moteur nécessaire au déplacement du chariot, on applique le théorème de l'énergie cinétique à l'ensemble moteur roue S1.

**Q9 Justifier** ce choix en une phrase.

**Q10 Déterminer** l'énergie cinétique de l'ensemble moteur roue notée  $E_{S1/0}$ . Le résultat sera donné sous la forme suivante :

$$E_{S1/0} = \frac{1}{2} M_{eq} \dot{x}^2$$

$M_{eq}$  est une constante positive qui dépend de  $m_{S1}$ ,  $r$ ,  $J_1$ ,  $J_7$  et  $r_1$ .

**Réaliser** l'application numérique pour  $M_{eq}$ . On rappelle que  $r=105 \text{ mm}$  et indépendamment du résultat obtenu à la Q6, on prendra  $r_1=1/24$ .

La détermination des différentes puissances mises en jeu est nécessaire.

**Détermination des puissances extérieures à S1.**

L'action mécanique du moteur (action du stator lié à 6 sur le rotor 7) est modélisable par un torseur couple :

$$T_{m \rightarrow 7} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{0} \\ C_m \cdot \vec{z} \end{array} \right\}_{VP}$$

**Q11 Exprimer**  $P_{m \rightarrow 7}$ , puissance des actions mécaniques du stator du moteur (lié à 6) sur l'arbre moteur (7), en fonction de  $C_m$  et de  $\omega_{7/6}$ .

La puissance des actions mécaniques du sol sur la roue 1 est notée  $P_{sol \rightarrow 7}$ . Il est rappelé que la roue 1 roule sans glisser sur le sol au point  $I_1$ .

**Q12 Que vaut**  $P_{sol \rightarrow 7}$  ?

La puissance des actions mécaniques de la gravité sur S1 est notée  $P_{g \rightarrow S1}$ . Le chariot se déplace sur un sol horizontal.

**Q13 Déterminer**  $P_{g \rightarrow S1}$ .

Une étude dynamique a permis de calculer la puissance des actions mécaniques de 6 sur S1, due à la présence des différentes liaisons pivots, notée  $P_{6 \rightarrow S1}$ . La relation suivante sera donc admise :

$$P_{6 \rightarrow S1} = (m_{S1} - M_t) \ddot{x}$$

Avec  $M_t=730$  kg, la masse totale du chariot et du VAG. On rappelle que  $m_{S1}=34$  kg.

### Détermination des puissances intérieures à S1.

Les pertes induites par l'imperfection des différents éléments constitutifs du chariot sont modélisés par une puissance noté  $P_p$ . Dans le cas du freinage, l'actionneur fonctionne comme un frein, et les actions mécaniques induites par ces pertes « aident » au freinage.

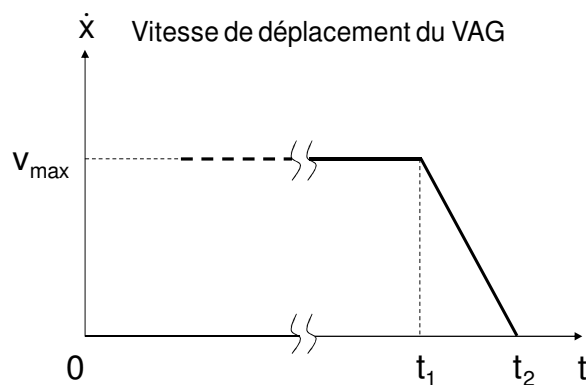
Pour la suite, il sera considéré que  $P_p = -\frac{C_f}{r_1} \dot{x}$  avec  $C_f = 3,29$  Nm

### Cette puissance correspond aux puissances intérieures à S1.

**Q14 Appliquer** le théorème de l'énergie cinétique à S1 et en **déduire** l'expression du couple moteur  $C_m$  en fonction de  $\ddot{x}$ ,  $r$ ,  $r_1$ ,  $m_{S1}$ ,  $M_{eq}$ ,  $M_t$  et  $C_f$ .

Dans le but de valider le choix du constructeur concernant le moteur, la situation la plus défavorable est considérée : dans le cas d'un arrêt brutal, le moteur doit être capable de freiner le chariot en respectant le cahier des charges imposé.

La loi de commande suivante est considérée (**Figure 12**):



**Figure 12** Profil de vitesse pour la phase de freinage d'urgence

Le chariot est lancé à pleine vitesse  $v_{max} = 1,2$  m·s<sup>-1</sup> jusqu'à l'instant  $t_1$  où l'arrêt débute. Le chariot est totalement arrêté à l'instant  $t_2$ . Il est rappelé que le cahier des charges impose une distance de freinage notée  $d_f$  de **0,2 m**. Pendant la durée du freinage, l'évolution temporelle de la vitesse est supposée linéaire. La durée de freinage est notée  $t_3 = t_2 - t_1$ .

**Q15** Exprimer  $t_3$  en fonction de  $d_f$  et  $v_{max}$ , puis **réaliser** l'application numérique.

La décélération nécessaire pour l'arrêt du chariot est notée  $a_d$

**Q16** Exprimer  $a_d$  en fonction de  $t_3$  et  $v_{max}$ , puis **réaliser** l'application numérique. **Vérifier** la compatibilité de cette valeur, avec la condition de non dérapage (la condition de non basculement du chariot sera admise comme validée).

Indépendamment du résultat obtenu à la question Q14, la relation suivant sera admise :

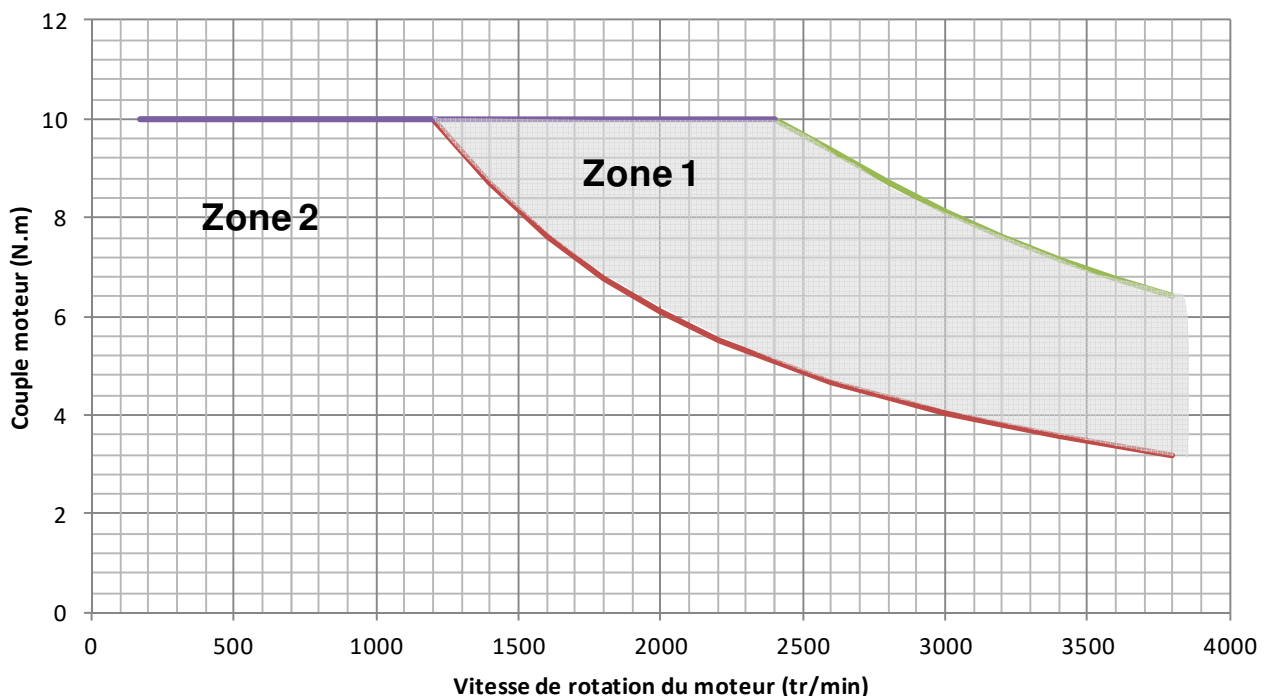
$$C_m = 3,26 \cdot |\ddot{x}| - 3,29$$

On note  $C_{max}$ , la valeur maximale du couple moteur obtenu pour  $\ddot{x} = a_d$ .

**Q17** En utilisant la valeur numérique trouvée à la Q16, **réaliser** l'application numérique pour  $C_{max}$ .

La vitesse de rotation maximale de l'arbre, en valeur absolue, notée  $N_{max}$  est prise égale à  $2619 \text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$ .

On donne à la **Figure 13** la caractéristique mécanique du moteur retenu :



**Figure 13** Caractéristique mécanique du moteur retenu

Le moteur peut fonctionner dans la zone 1 **une minute** au maximum.

Le moteur peut fonctionner dans la zone 2 **90 minutes** au maximum.

**Q18** Le moteur retenu par le constructeur convient-il à l'application ?

## Partie 1.3 : Mouvement d'avance et décélération du VAG

**L'objectif de cette partie est de prédéterminer les paramètres de réglage du variateur adaptés à la sécurité des personnes.**

Dans le mouvement de translation rectiligne du chariot, le point A (Figure 11) lié au carter 5, a pour vitesse  $\overline{V_{A,5/0}} = \dot{x} \cdot \vec{x}$ . Le roulement de la roue se fait sans glissement.

Avec  $r$  rayon de la roue d'entraînement,  $r_1$  le rapport de réduction entre le moteur et la roue,  $\omega_{7/6}$  la vitesse de rotation du rotor en  $\text{rd}\cdot\text{s}^{-1}$ , la vitesse du chariot a pour expression :

$$V_{A,5/0} = \dot{x} = -r \cdot r_1 \cdot \omega_{7/6} = -\frac{0,21}{2} \cdot \frac{1}{24} \cdot \omega_{7/6}$$

**La plage de vitesse stabilisée en ligne droite du VAG  $V_{A,5/0}$ , doit être ajustable entre 0,1 et 1,2  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ .**

**Données utiles :**

- La tension continue issue du pack de batterie est de 24 V.
- Le moteur est de type asynchrone triphasé couplé par construction en étoile et de caractéristiques nominales suivantes (lecture de la plaque signalétique):

Fréquence nominale d'alimentation du stator $f_s = 110 \text{ Hz}$	Tension efficace entre phases $U_n = 14,5 \text{ V}$
Vitesse nominale en charge $N_n = 3100 \text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$	Puissance utile mécanique $P_u = 850 \text{ W}$
Facteur de puissance à charge nominale $F_p = \cos \varphi = 0,79$	Rendement nominal $\eta_n = 0,76$

### Détermination de la loi entrée sortie entre le variateur et la roue

On posera  $N = |\omega_{7/6}| \cdot \frac{30}{\pi}$

#### A partir des indications et caractéristiques du moteur

- Q19 Donner** la relation liant la vitesse de synchronisme  $N_s$  en  $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$  et la fréquence  $f$  en Hz de l'alimentation. On notera  $p$  le nombre de paires de pôles.
- Q20 Introduire** le glissement  $g$  et **exprimer** la relation liant  $N_s$  et la vitesse du rotor  $N$ . En **déduire** en justifiant par une hypothèse simplificatrice, le nombre de paires de pôles  $p$  du moteur et la vitesse de synchronisme  $N_s$ .
- Q21 Exprimer** puis **calculer** le glissement nominal du moteur  $g_n$  en % et son couple nominal  $C_n$  en Nm.
- Q22 Etablir** la relation entre la vitesse du rotor du moteur  $\omega_{7/6}$  en  $\text{rd}\cdot\text{s}^{-1}$ , la fréquence  $f$  des tensions de sortie du variateur et le glissement  $g$ . **Déduire** alors la relation entre la vitesse du chariot  $V_{A,5/0}$ , la fréquence  $f$  et le glissement  $g$ .
- Q23** En admettant pour le moteur en charge un glissement constant  $g = 6\%$ , **exprimer** la vitesse du chariot sous la forme  $V_{A,5/0} = K \cdot f$  **et déterminer** l'expression de  $K$  et sa valeur numérique. **Déduire** la plage de fréquence  $f$  nécessaire pour que la vitesse  $V_{5/0}$  du VAG respecte la plage de vitesse fixée plus haut.

**La vitesse maximale du moteur est fixée à + 2620  $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$ .**

- Q24 Utiliser l'ANNEXE 2** variateur « Entrée numérique de contrôle de la vitesse » et **donner** en justifiant, la valeur numérique décimale à programmer pour obtenir cette vitesse, puis sous forme binaire les deux octets Byte 0 et Byte 1.

**Le couple d'un moteur asynchrone est admis constant si le rapport U/f est également constant. On utilisera le rapport U/f du point nominal.**

**Q25 Déduire** numériquement la plage de la tension efficace U entre phases nécessaire pour maintenir le couple du moteur constant pour la plage de vitesse considérée. **Vérifier** sa compatibilité avec la source de tension continue disponible.

### **Paramètres d'accélération et de décélération à programmer**

Selon l'étude de la partie 1.1, il est important pour la sécurité de fixer les valeurs d'accélération et de décélération maximale du VAG.

- l'accélération maximale  $a_{\max 5/0}$  correspond à une montée en vitesse linéaire  $V_{A,5/0}$  de 0 à  $1,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  en 2 s.
- la décélération qui peut se faire en urgence exige un arrêt en  $1/3 \approx 0,333 \text{ s}$  à partir de la vitesse maximale de  $1,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

Les **ANNEXES 1 et 2** fournissent le synoptique de la boucle de contrôle de vitesse pour l'entraînement de la roue et les indications sur quelques paramètres de réglage.

**Q26** D'après la documentation, **donner** le numéro des paramètres fixant respectivement l'accélération et la décélération et **préciser** l'unité attendue.

**Q27 Calculer** numériquement la valeur de l'accélération linéaire  $a_{\max 5/0}$  et en **déduire** la valeur de l'accélération angulaire du moteur  $\dot{\omega}_{7/6}$ . **Donner** alors la valeur du paramètre d'accélération à fixer.

**Q28 Déduire** en exploitant le résultat de la réponse précédente et par un calcul élémentaire la valeur du paramètre de décélération à programmer.

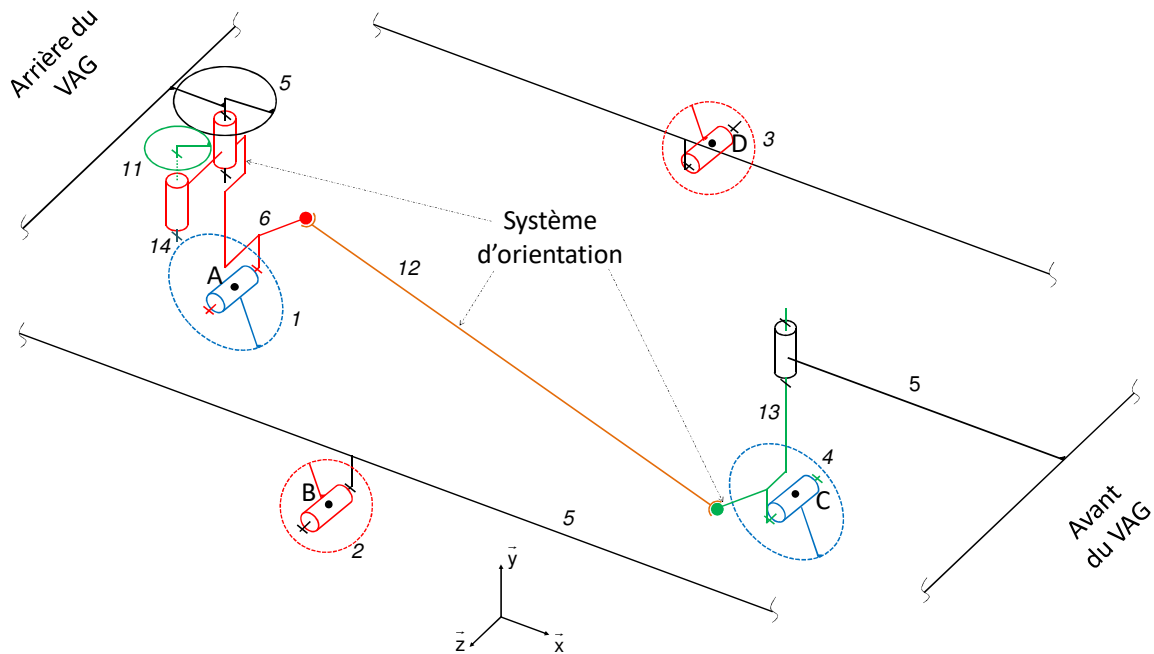
### **Partie 2 : Etude de la fonction technique FT12 : « Orienter le chariot suivant une trajectoire prédéterminée ».**

Le respect des conditions de sécurité pour la circulation des chariots à proximité du personnel de l'hôpital nécessite de maîtriser les trajectoires de déplacements du VAG.

**Les objectifs de cette partie sont les suivants :**

- **Etudier le comportement en virage du chariot par une approche géométrique et valider la solution retenue.**
- **Vérifier et ajuster les performances de la boucle de régulation de direction.**

Le schéma cinématique incomplet suivant (**Figure 14**) montre l'architecture du système d'orientation des roues arrière et avant :

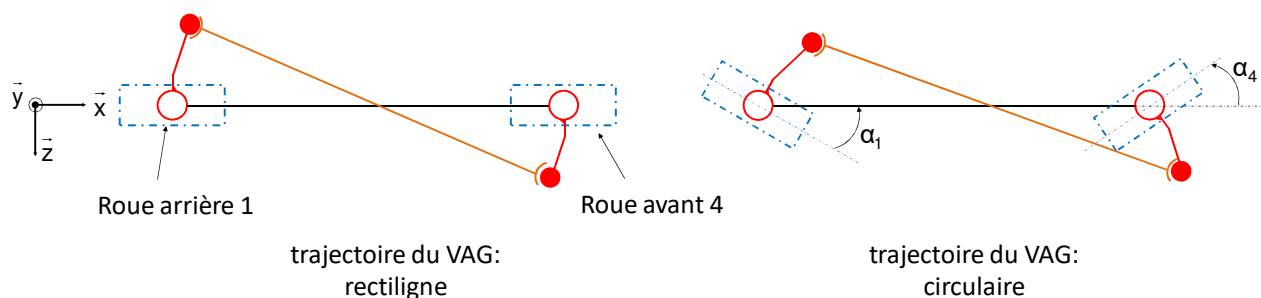


**Figure 14** Système d'orientation des roues (représentation simplifiée)

Un moteur électrique (non représenté) permet la rotation simultanée des roue arrière (1) et avant (4) autour des axes  $(A, \vec{y})$  et  $(C, \vec{y})$  respectivement. L'arbre moteur est 14. Par l'intermédiaire d'un réducteur de rapport de réduction  $k_1$  (non représenté ci-dessus), l'arbre moteur entraîne un satellite, noté 11. Ce dernier, engrène avec la roue solidaire du carter 5. Pour la suite la roue sera aussi notée 5. Le stator du moteur est lié à 6, qui joue le rôle de porte satellite et transmet la puissance nécessaire à l'orientation de la roue arrière, et à la roue avant, par l'intermédiaire de la biellette 12 et de l'axe 13.

**Afin d'assurer la stabilité du chariot en virage pour éviter tout accident, le dérapage en glissement au niveau des roue doit être limité.**

La figure suivante (**Figure 15**) montre le système d'orientation dans deux positions : la figure de gauche montre les roues lorsque le VAG avance en ligne droite, la seconde lorsque le VAG est en virage :



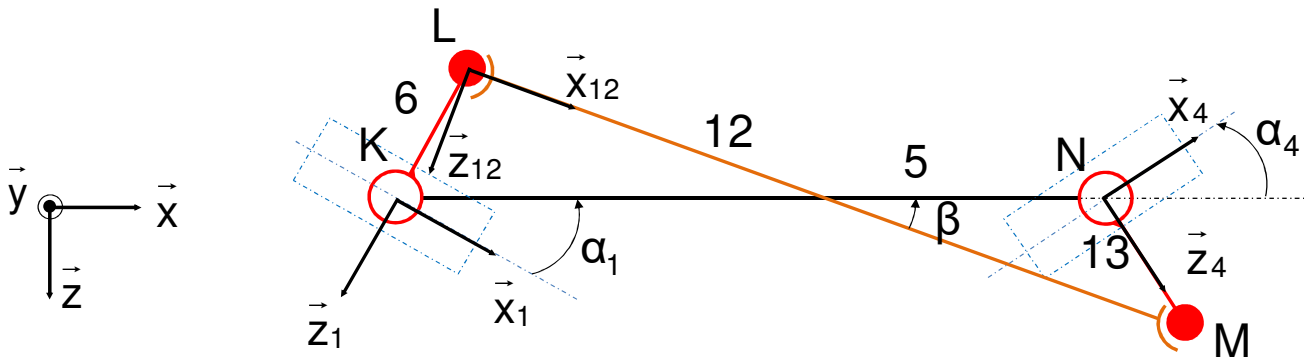
**Figure 15** Système d'orientation des roues vu de dessus

## Partie 2.1 : Etude de la relation entrée/sortie du mécanisme d'orientation des roues

**L'objectif de cette partie est de déterminer la relation entrée / sortie du système d'orientation des roues afin de valider la solution constructeur**

**Une étude préliminaire montre que, pour qu'il n'y ait pas de glissement en virage au niveau des roues, les deux roues doivent être orientées d'un même angle  $\alpha_1 = \alpha_4$ .**

Afin de déterminer la relation entre les angles d'orientations des roues arrière et avant, on adopte la modélisation suivante :



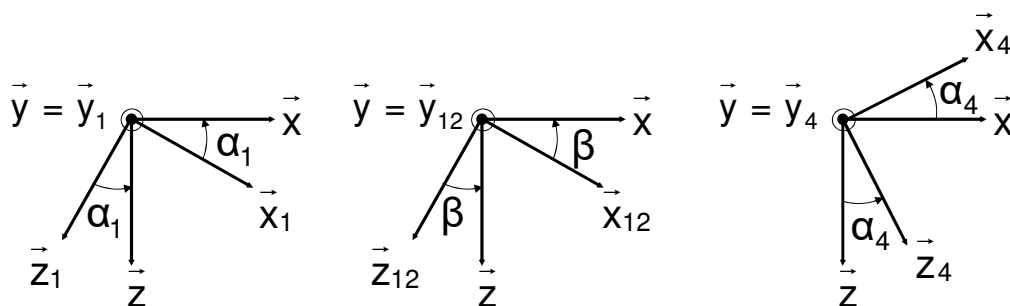
**Figure 16** Schéma cinématique simplifié du système d'orientation des roues vu de dessus  
Ce schéma cinématique représente le système d'orientation simplifié (vue de dessus du chariot), muni du paramétrage suivant :

- le repère  $R(O, \bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$  est attaché au carter 5 du VAG.
- la pièce 6 est en liaison pivot d'axe  $(K, \bar{y})$  avec 5. On y attache le repère  $R_1(K, \bar{x}_1, \bar{y}, \bar{z}_1)$  et on a  $\alpha_1 = (\bar{x}_1, \bar{x}) = (\bar{z}_1, \bar{z})$  ;
- la bielle 12 est en liaison rotule de centre L avec 6 d'une part, et en liaison rotule de centre M avec 13 d'autre part. On y attache le repère  $R_{12}(L, \bar{x}_{12}, \bar{y}, \bar{z}_{12})$  et on a  $\beta = (\bar{x}_{12}, \bar{x}) = (\bar{z}_{12}, \bar{z})$  ;
- la pièce 13 est en liaison pivot d'axe  $(N, \bar{y})$  avec 5. On y attache le repère  $R_{13}(N, \bar{x}_4, \bar{y}, \bar{z}_4)$  et on a :  $\alpha_4 = (\bar{x}, \bar{x}_4) = (\bar{z}, \bar{z}_4)$  .

Les autres données utiles à l'étude sont :

- $\overline{LK} = L_1 \bar{z}_1$  avec  **$L_1 = 98 \text{ mm}$** .
- $\overline{LM} = L_2 \bar{x}_{12}$  avec  **$L_2 = 1060 \text{ mm}$** .
- $\overline{NM} = L_1 \bar{z}_4$  .
- $\overline{KN} = L_3 \bar{x}$  avec  **$L_3 = 1042 \text{ mm}$** .

On donne ci-dessous les figures géométrales pour les projections :



**Figure 17** Figures géométrales

L'objectif étant de trouver la relation entre  $\alpha_1$  et  $\alpha_4$ , on se propose d'exploiter la fermeture géométrique K-N-M-L-K :

**Q29** En exploitant la fermeture géométrique proposée, **déterminer** les deux équations scalaires liant  $\alpha_1, \alpha_4$  et  $\beta$ , issues de la projection sur  $\bar{x}$  et  $\bar{z}$  .

**Q30** En manipulant judicieusement les deux équations précédemment obtenues, **donner** la relation entre  $\alpha_1$  et  $\alpha_4$  et **montrer** qu'elle peut se mettre sous la forme suivante :

$$A'\cos(\alpha_4) - B'\sin(\alpha_4) = C'$$

Avec :

$A' = 2L_1^2 \cos \alpha_1$ $B' = 2(L_1^2 \sin \alpha_1 - L_1 L_3)$ $C' = L_2^2 - 2L_1^2 - L_3^2 + 2L_1 L_3 \sin \alpha_1$
--

Ces relations pourront être admises par la suite.

Le terme  $A'^2 + B'^2$  ne s'annulant jamais, la relation précédente peut aussi s'écrire :

$$\frac{A'}{\sqrt{A'^2 + B'^2}} \cos(\alpha_4) - \frac{B'}{\sqrt{A'^2 + B'^2}} \sin(\alpha_4) = \frac{C'}{\sqrt{A'^2 + B'^2}}$$

On pose :  $\cos \theta = \frac{A'}{\sqrt{A'^2 + B'^2}}$  et  $\sin \theta = \frac{B'}{\sqrt{A'^2 + B'^2}}$ .

De plus on rappelle que pour  $x$  et  $y$  réels :  $\cos x \cdot \cos y - \sin x \cdot \sin y = \cos(x + y)$

**Q31 Exprimer**  $\alpha_4$  en fonction de  $\theta$ ,  $A'$ ,  $B'$  et  $C'$ .

L'expression obtenue montre une relation non linéaire entre  $\alpha_4$  et  $\alpha_1$  et par conséquent la condition de roulement sans glissement pour chaque roue, en virage n'est pas strictement respectée.

Cependant, on donne sur le document réponse **DR1** la courbe représentative de  $\alpha_4$  en fonction de  $\alpha_1$ , pour  $\alpha_1$  variant de  $0^\circ$  à  $50^\circ$ .

**Q32 Tracer en vert**, sur le document réponse **DR1**, la courbe représentant l'angle  $\alpha_{4i}$  idéal désiré qui respecte la condition de roulement sans glissement, c'est-à-dire  $\alpha_{4i} = \alpha_1$ . **Commenter**.

L'écart entre les courbes est une fonction croissante de  $\alpha_1$  : plus l'angle  $\alpha_1$  de la roue arrière augmente, plus l'angle  $\alpha_4$  de la roue avant s'éloigne de sa valeur idéale.

Pour la suite, on note  $\Delta$  l'écart entre l'angle idéal  $\alpha_{4i}$  et l'angle réel obtenu  $\alpha_4$ , soit  $\Delta = \alpha_4 - \alpha_{4i}$ .

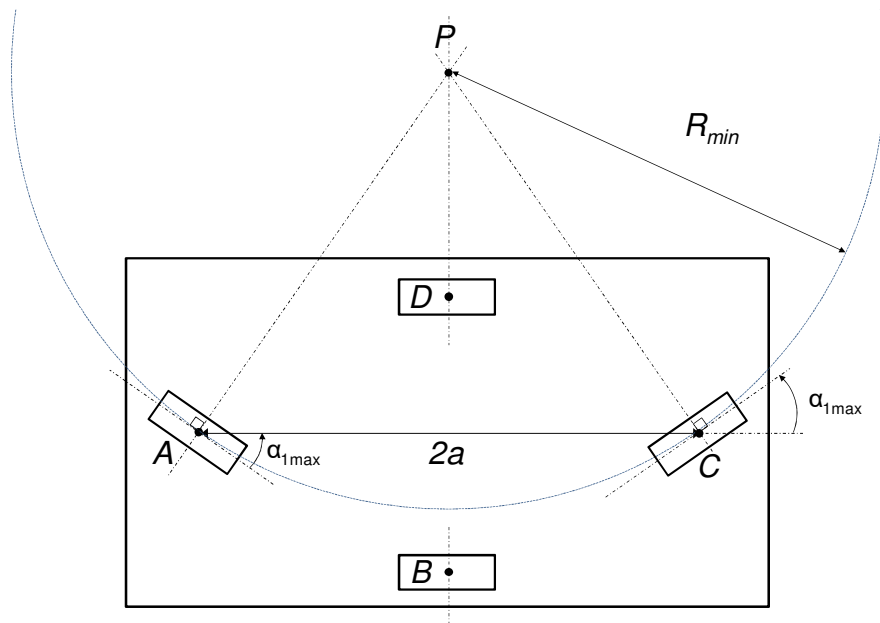
La recherche de l'écart maximal  $\Delta_{\max}$  nécessite de déterminer l'angle de rotation maximal de la roue avant noté  $\alpha_{1\max}$ .

En phase d'utilisation, le VAG parcourt des trajets qui sont des successions de portions de lignes droites et de portions circulaires. Plus le rayon des portions circulaires est faible, plus les roues du VAG doivent pivoter. Le plus petit rayon relevé sur le trajet au CHU de Dijon est  **$R_{\min} = 908 \text{ mm}$** .

On se propose de déterminer l'angle  $\alpha_{1\max}$  qui permet au VAG de décrire un cercle de rayon  $R_{\min}$ . On fera l'hypothèse suivante : au regard des résultats de la Q32, on peut admettre en première approche que  $\alpha_4 \approx \alpha_1$  et donc  $\alpha_{4\max} \approx \alpha_{1\max}$ .

La **Figure 18** représente partiellement le VAG, vu de dessus, lorsqu'il décrit un cercle de rayon  $R_{\min}$  :





**Figure 18** Schématisation retenue lors d'un virage

On pose  $\|AC\| = 2a = L_3 = 1042 \text{ mm}$ . Le cercle passe par les points A et C et les axes des roues du VAG s'intersectent tous au centre P du cercle de rayon  $R_{min}$ .

**Q33** Par une approche géométrique, **exprimer**  $\alpha_{1max}$  en fonction de  $R_{min}$  et a. Puis **réaliser** l'application numérique. Un résultat en degrés est attendu.

**Q34** Sur le document réponse **DR1**, **tracer en rouge** l'erreur maximale  $\Delta_{max}$  correspondant à l'angle  $\alpha_{1max}$  trouvé précédemment. **Calculer** alors l'écart maximal relatif en pourcent (%) noté  $\Delta_{\%max} = \Delta_{max}/\alpha_{1max}$ .

**Une erreur maximale relative de 15% est admise pour garantir un bon comportement en virage du VAG et limiter le glissement entre les roues et le sol.**

**Q35 Conclure** quant au respect du cahier des charges au regard de la condition de roulement sans glissement en virage et **justifier** succinctement le choix du constructeur. **Proposer**, en une ligne, une autre solution qui permettrait d'orienter la roue avant du VAG en fonction de l'orientation de sa roue arrière.

La solution technologique retenue possède d'autres avantages que ceux cités à la question précédente. On se propose d'évaluer la facilité d'assemblage et de démontage du système d'orientation des roues lors d'une phase de maintenance par exemple.

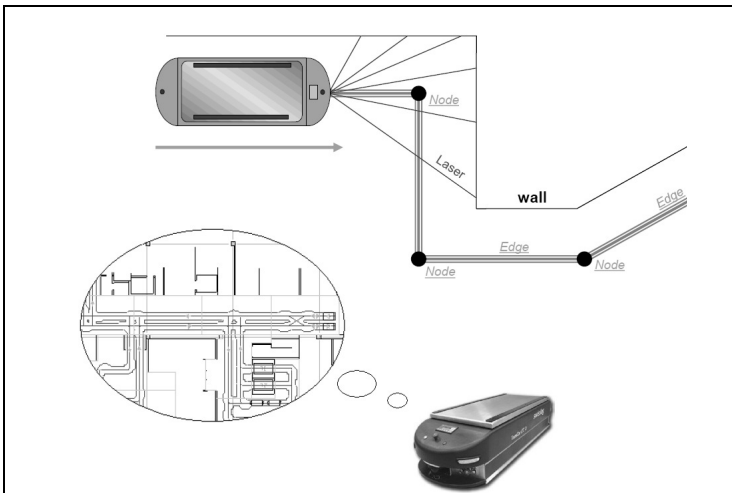
On considère donc la chaîne de solide 5,6, 12 et 13.

**Q36 Calculer** le degré d'hyperstatisme noté  $h_y$  du modèle associé à cette chaîne et **conclure**.

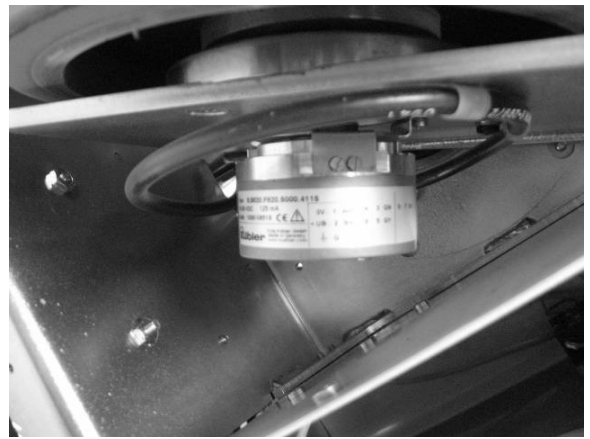
## Partie 2.2 Respect des trajectoires de déplacement : performances de l'asservissement de la direction du VAG

Le principe de guidage combine deux principes :

- une cartographie numérique préalable des locaux est comparée avec la vision en temps réel du VAG obtenue par scanner à balayage laser (**Figure 19**),
- des mesures odométriques (capteurs de rotation des roues et de direction), permettent au VAG de connaître son déplacement relatif (**Figure 20**).



**Figure 19** balayage par scanner et cartographie mémorisée pour le repérage absolu



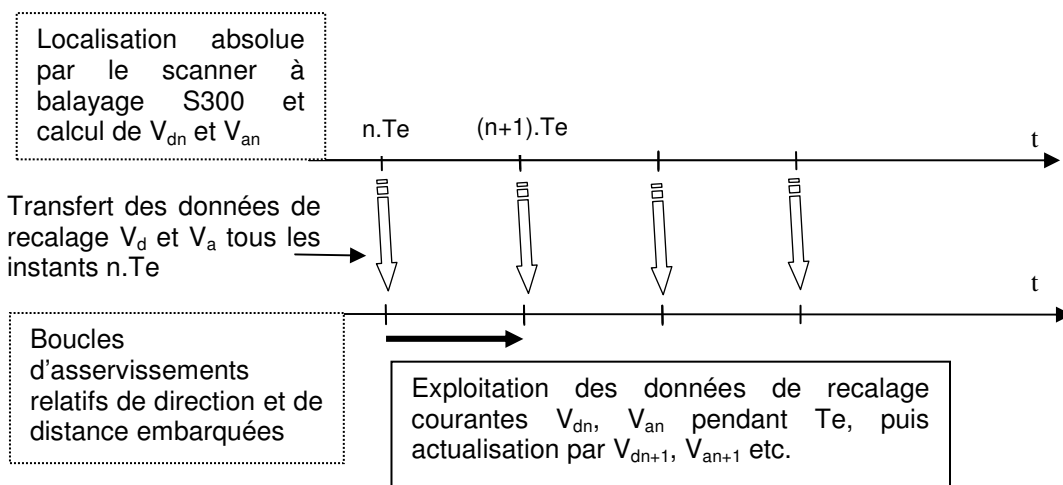
**Figure 20** capteur de rotation des roues, de type incrémental, pour la localisation relative

Le traitement de ces informations de position génère deux consignes transmises aux boucles de régulation de distance et de direction embarquée sur le VAG, par émetteur WIFI.

On note  $V_d$  la **consigne de distance** et  $V_a$  la **consigne d'angle de direction**

A partir de ces indications, le VAG va parcourir un segment du parcours total en autonomie en utilisant les codeurs incrémentaux montés sur trois roues pour la mesure de distance, et un capteur de direction (potentiomètre rotatif) solidaire de l'axe de rotation de la roue.

Le chronogramme de la **Figure 21** illustre l'échanges de données, consignes courantes de distance  $V_d$  et d'angle de direction  $V_a$ , entre les deux systèmes de repérage.



**Figure 21** Echange des données entre le scanner et les boucles d'asservissement

**L'objectif de cette partie est de vérifier et d'ajuster les performances de la boucle de régulation de direction.**

Le schéma bloc de l'asservissement de direction retenu est donné Figure 22.

Ce schéma est celui d'un système linéaire à variables continues, mais en réalité certaines grandeurs et les régulateurs sont numériques. On abordera plus loin un inconvénient dû à la quantification numérique de la mesure de la direction.

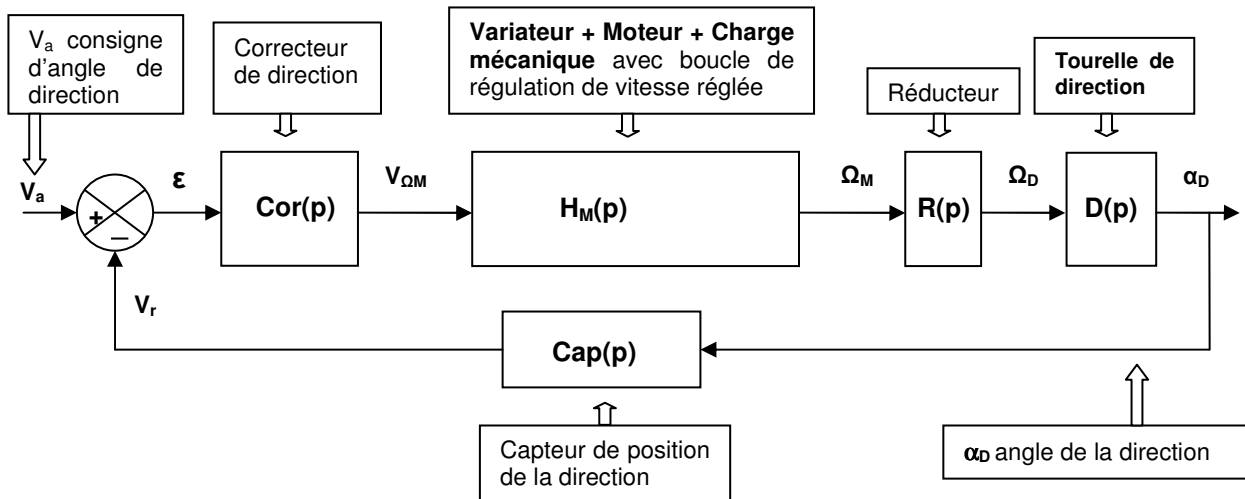


Figure 22 Schéma bloc de l'asservissement de direction

**IMPORTANT : L'étude sera menée dans le domaine de Laplace, toutes les variables  $V_a$ ,  $\epsilon$ ,  $V_{\Omega M}$ ... seront respectivement notées  $V_a(p)$ ,  $\epsilon(p)$ ,  $V_{\Omega M}(p)$ ...**

L'ensemble **Variateur + Moteur + Charge mécanique** avec  $\Omega_M$  vitesse de rotation du rotor moteur en  $\text{rd}\cdot\text{s}^{-1}$  et  $V_{\Omega M}$  consigne de vitesse est modélisé par la fonction de transfert.

$$H_M(p) = \frac{\Omega_M(p)}{V_{\Omega M}(p)} = \frac{K_M}{(1 + T_E \cdot p) \cdot (1 + T_M \cdot p)}$$

Avec :

- $T_E$  constante de temps électrique  $T_E = 20 \text{ ms}$
- $T_M$  constante de temps mécanique  $T_M = 200 \text{ ms}$

La constante  $K_M$  est telle que lorsque la valeur de la consigne en entrée de variateur est une constante  $V_{\Omega M} = 5\text{V}$ , la vitesse stabilisée du rotor moteur est  $N = 3750 \text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$ .

Le rapport de réduction entre le rotor moteur et l'axe de la direction est de 153,33.

### Partie 2.2.1 Expressions des fonctions de transferts des éléments utilisés

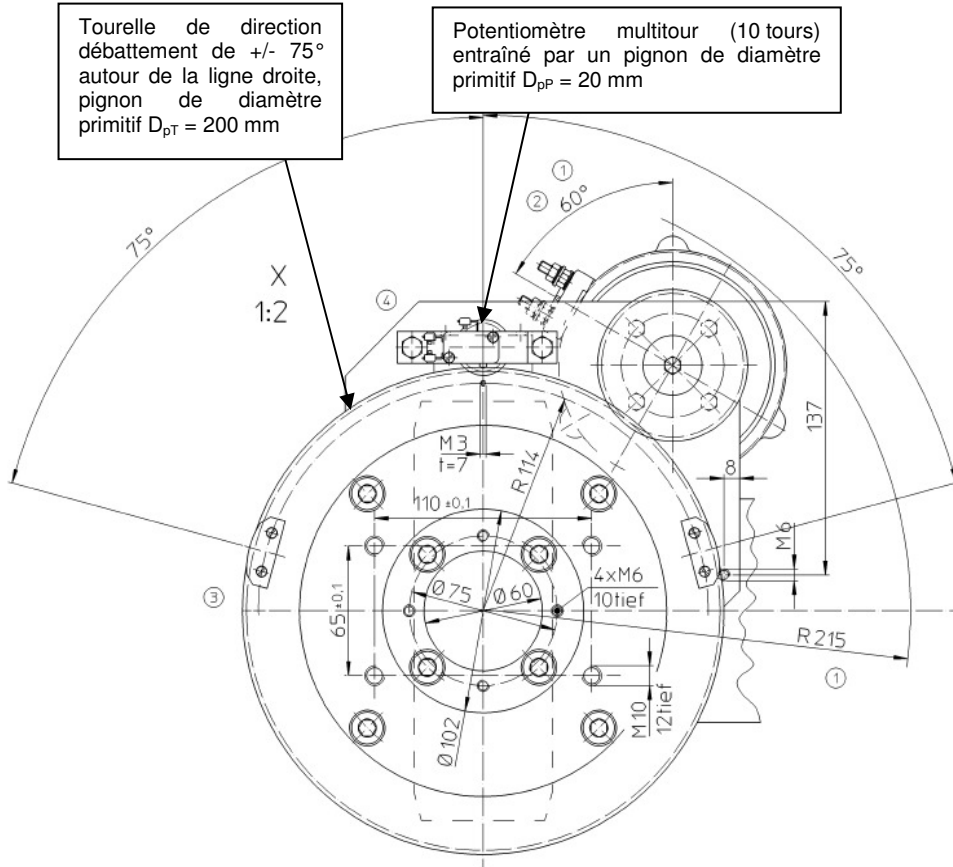
**Q37 Déterminer** à partir des indications fournies et pour des vitesses exprimées en  $\text{rd}\cdot\text{s}^{-1}$  :

- la valeur numérique de la constante  $K_M$
- la fonction de transfert du réducteur de la direction :  $R(p) = \frac{\Omega_D(p)}{\Omega_M(p)}$

**Q38 Donner** dans le domaine temporel la relation entre la vitesse de rotation de la direction  $\Omega_D(t)$  et son angle  $\alpha_D(t)$  puis en **déduire** la fonction de transfert **D(p)** dans le domaine de Laplace.

**Acquisition de l'angle de la tourelle de direction  $\alpha_D$  (Figure 23) :**

- un potentiomètre rotatif multitour (angle  $\alpha_P$  maxi de 10 tours ou  $3600^\circ$ ) dont l'axe est solidaire d'un pignon de diamètre primitif  $D_{pP} = 20$  mm, est entraîné par un pignon de diamètre  $D_{pD} = 200$  mm solidaire de la tourelle de direction;
- Le potentiomètre est alimenté sous une tension de 10 V continu, sa tension de sortie notée  $V_r$  est de 5 V pour la ligne droite correspondant à  $\alpha_D = 0$ .



**Figure 23** Montage du potentiomètre de recopie de direction

Le débattement maximal de la direction est  $\alpha_D = +/- 75^\circ$  autour de ligne droite.

**Q39** Pour la plage de variation de l'angle de direction  $\alpha_D$ , **déterminer** la plage angulaire balayée par le potentiomètre autour de la ligne droite, et la plage de tension  $V_r$  correspondante. **Montrer** que la fonction de transfert du potentiomètre  $P(p)$  autour du point de repos (ligne droite) et qui correspond à la pente de  $V_r = f(\alpha_D)$  a pour valeur numérique **Cap(p) = Cap = 1,59 V·rd<sup>-1</sup>**.

**Partie 2.2.2 Fonction de transfert en boucle ouverte et réglage du correcteur**

**Pour la suite de l'étude on prendra Cap(p) = Cap = 1,59 V/radian**

**Q40** Exprimer la fonction de transfert en boucle ouverte  $T_{BO}(p) = \frac{V_r(p)}{\varepsilon(p)}$  à partir des notations du schéma bloc de la **Figure 22**.

Le correcteur a pour fonction de transfert  $Cor(p) = \frac{K_p \cdot (1 + T_i \cdot p)}{1 + \frac{T_i}{a} \cdot p}$

- avec  $T_i = T_M$  ce qui permet la compensation du pôle dominant du système,
- avec  $\frac{T_i}{a} \ll 1$  pour le domaine de fonctionnement, ce qui permet de **négliger ce terme**.

**Q41 Justifier** le qualificatif « compensation de pôle dominant » et **expliquer** l'intérêt de ce choix.

**Remplacer** alors par leur expression chacun des termes du schéma bloc, **simplifier** et **montrer** en précisant l'hypothèse faite, que l'on peut mettre l'expression sous la forme :

$$T_{BO}(p) = \frac{V_r(p)}{\varepsilon(p)} = \frac{K_p \cdot K_{BO}}{p \cdot (1 + \tau_{BO} \cdot p)}$$

**Exprimer** alors  $K_{BO}$  et  $\tau_{BO}$  et **donner** leurs valeurs numériques.

**Pour la suite on retient  $K_{BO} = 0,815$  et  $\tau_{BO} = 20ms$**

Pour le réglage du correcteur on ajustera la marge de phase à  $45^\circ$  dans le tracé de Bode en boucle ouverte en posant pour le régime sinusoïdal établi  $j\omega = p$ .

**Q42** Pour  $K_p = 1$ , **esquisser** sur le document réponse **DR2** le tracé asymptotique de Bode en gain et phase de la fonction de transfert  $T_{BO}(j\omega)$ , **situer** les points importants sur les axes et **donner** les pentes du gain et les valeurs connues.

**Q43** **Donner** en justifiant à l'aide de votre tracé, mais sans calcul, la valeur de la pulsation  $\omega_{M\phi}$  donnant un angle de phase correspondant à la marge de phase de  $45^\circ$ . **Esquisser** alors le tracé de phase réel pour justifier.

**Q44** Avec  $K_p = 1$ , **calculer** alors pour cette pulsation  $\omega_{M\phi}$  la valeur du module de  $T_{BO}(j\omega)$  puis son gain  $G$  en décibel, et **déterminer** la nouvelle valeur de  $K_p$  permettant d'ajuster la marge de phase à  $45^\circ$ .

**Q45** **Indiquer** comment ce réglage intervient sur la stabilité et la rapidité de l'asservissement, **esquisser** qualitativement l'allure de la réponse transitoire à un échelon.

## Partie 2.3 Précision du suivi de la trajectoire en ligne droite

La précision du suivi dépend :

- des propriétés de la boucle d'asservissement et de son réglage, en particulier de l'erreur statique ;
- d'imperfections des éléments constitutifs non pris en compte, en particulier de l'erreur de quantification numérique de l'information.

Pour l'erreur statique le système est étudié en boucle fermée, à partir d'une consigne de type échelon.

**Q46** **Donner** la fonction de transfert de l'erreur par rapport à la consigne  $\frac{\varepsilon(p)}{V_a(p)}$  et **utiliser** le

théorème de la valeur finale pour **trouver** l'expression de l'erreur statique pour une consigne de type échelon. **Expliquer** pourquoi on pouvait trouver le résultat précédent sans faire aucun calcul.

Le résultat établi ci-dessus est purement théorique, nous allons maintenant envisager la conséquence de l'erreur de quantification lorsque la mesure de direction est numérisée pour la boucle de régulation numérique.

**Q47 Donner** le nom complet du constituant permettant la conversion de la grandeur tension variable de 0 à 10V issue du potentiomètre en une grandeur numérique codée en binaire sur 12 bits.

Ce convertisseur peut travailler de deux façons :

- En code binaire pur,
- En code complément à 2

**Q48** Pour un code binaire pur, **donner** les mots binaires minimum  $B_{\min}$  et maximum  $B_{\max}$  issus théoriquement du convertisseur. **Donner** également ces codes en hexadécimal en les notant  $H_{\min}$  et  $H_{\max}$ . Si le montage du potentiomètre est telle que la position centrale de la direction (ligne droite) correspond à + 5V, **donner** le code binaire  $B_D$  et hexadécimal  $H_D$  associés à cette position.

**Q49 Déterminer** pour le convertisseur, la plus petite variation de tension qu'il peut détecter lorsque sa sortie évolue d'un bit de poids faible (LSB) ou incrément. On notera  $q$  quantum cette valeur.

**Q50** Pour l'erreur de quantification correspondant à cette quantité  $q$ , et en reprenant le principe du montage du potentiomètre sur la tourelle de direction :

- **déterminer** l'erreur angulaire correspondante sur l'axe du potentiomètre puis sur l'axe de direction  $\varepsilon_{\alpha D}$ ;
- **déduire** alors la dérive latérale de trajectoire  $\Delta_y$  en mm, pour un mètre parcouru en faisant une hypothèse simplificatrice acceptable pour les petits angles et illustrée par la **Figure 24**;



**Figure 24** Représentation de la dérive latérale pour les petits angles

- la **comparer** à la précision de positionnement latérale fixée dans le cahier des charges.

## Partie 2.4 Ajustement de la période $T_e$ de recalage absolu du VAG

Les essais montrent que dans le pire des cas, si on tient compte des irrégularités du sol et de la non linéarité du potentiomètre non abordée ici, la dérive de trajectoire latérale totale est pour un mètre parcouru  $\Delta_{y\max} = 20$  mm en l'absence de rafraîchissement de la consigne de direction par le scanner à balayage.

On désire que le chariot en ligne droite ait une dérive latérale inférieure à  $\Delta_{ylim} = 5$  mm par mètre parcouru, pour sa vitesse maximale de  $1,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

**Q51 Exprimer** la dérive latérale obtenue au bout du temps  $T_e$  pour la vitesse maximale, puis **déterminer** sous forme d'une inégalité, la condition limite sur la période  $T_e$  entre deux renouvellements de consigne de direction. En retenant un coefficient de sécurité de 2, **donner** alors la valeur à adopter pour  $T_e$ .

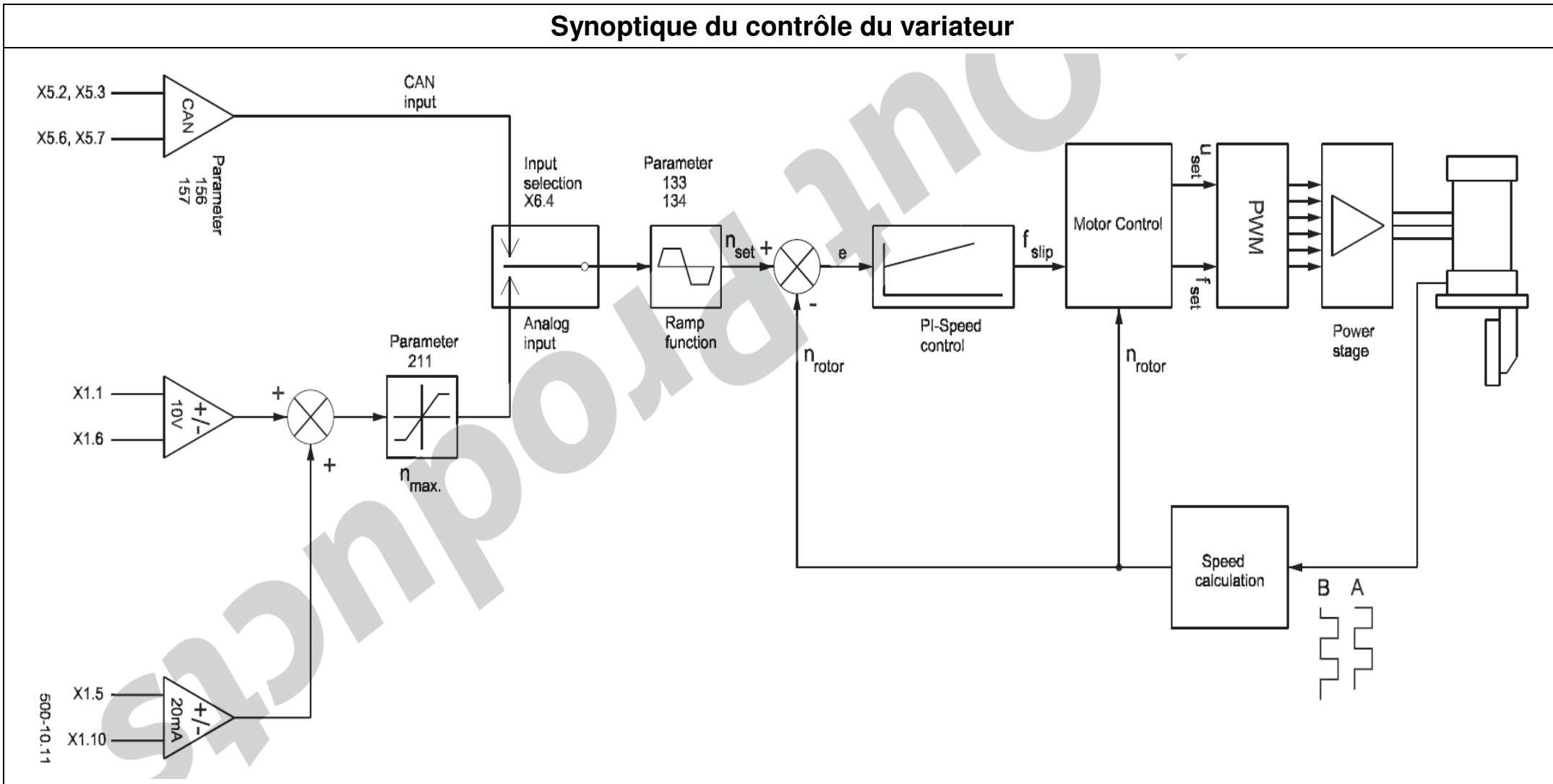
## Synthèse de l'étude :

**Q52 Citer** les critères du cahier des charges validés au cours de l'étude. Lorsque le chariot se déplace, **indiquer** comment le critère de dérive latérale peut être aisément respecté.

**FIN du sujet**

# ANNEXE 1 Variateur de roue

## Synoptique du contrôle du variateur



500-10.11

## ANNEXE 2 Variateur de roue

### Variateur : caractéristiques de puissance

Type dACi® 24/xxx GC-AGV	24/240	24/360	24/480
Housing	C4	C6	C8k
Nominal battery voltage	24V dc		
Input voltage range	17...30V dc		
Permanent	17...35V dc		
Short time (<30s)			
Nominal output current <sup>1)</sup>	120A	180A	240A
Maximum output current <sup>2)</sup>	240A	360A	480A
Output voltage <sup>3)</sup>	3 x 0...16V ac		

Housing / *Boîtier*

Nominal battery voltage / *Tension nominale de la batterie*

Input voltage range permanent / *Plage de tension d'entrée permanente*

Short time / *Temps court < 30s*

Nominal output current / *Courant de sortie nominal*

Maximum output current / *Courant de sortie maximal*

Output voltage / *Tension de sortie*

### Variateur : Paramètres des rampes d'accélération et de décélération

#### Speed control parameters

Par. no.	Name	Range	Units	Default
133	Acceleration ramp The parameter sets the ramp slope for speed acceleration (increasing numeric rpm).	0.50 - 32 000	rpm/s	500
134	Deceleration ramp The parameter sets the ramp slope for speed deceleration (decreasing numeric rpm).	0.50 - 32 000	rpm/s	500

Par.no. / *Numéro du paramètre à programmer*

Name / *Nom du paramètre*

Range / *Plage de réglage*

Units / *Unités*

Default / *Valeur programmée par défaut*

Acceleration ramp / *Rampe d'accélération*

Deceleration ramp / *Rampe de décélération*

Rpm/s / *en tour par minute / seconde (pour l'accélération et la décélération)*

The parameter sets the ramp slope for speed acceleration (increasing numeric rpm) /

*Le paramètre définit la pente de la rampe d'accélération de vitesse (augmentation numérique de la vitesse en tr.min<sup>-1</sup> pour une seconde)*

The parameter sets the ramp slope for speed deceleration (decreasing numeric rpm) /

*Le paramètre définit la pente de la rampe de décélération de vitesse (diminution numérique de la vitesse en tr.min<sup>-1</sup> pour une seconde)*

### Variateur : Entrée numérique de contrôle de la vitesse

Byte	Data	Scale	Range/Setting
Byte 0 (low)	Set speed command	0.25 rpm	-32.768...32.767
Byte 1 (high)			-8.192...8.191 rpm

Byte / *Octet* ; Low / *Partie basse* ; High / *Partie haute*

Data / *Donnée*

Set speed command / *Définit la commande en vitesse*

La vitesse est donc définie par un mot de 16 bits incluant le bit de signe à gauche

Scale / *Echelle*

L'incrément de vitesse vaut 0,25 ou 1/4 tour.min<sup>-1</sup>

Range / *Setting*

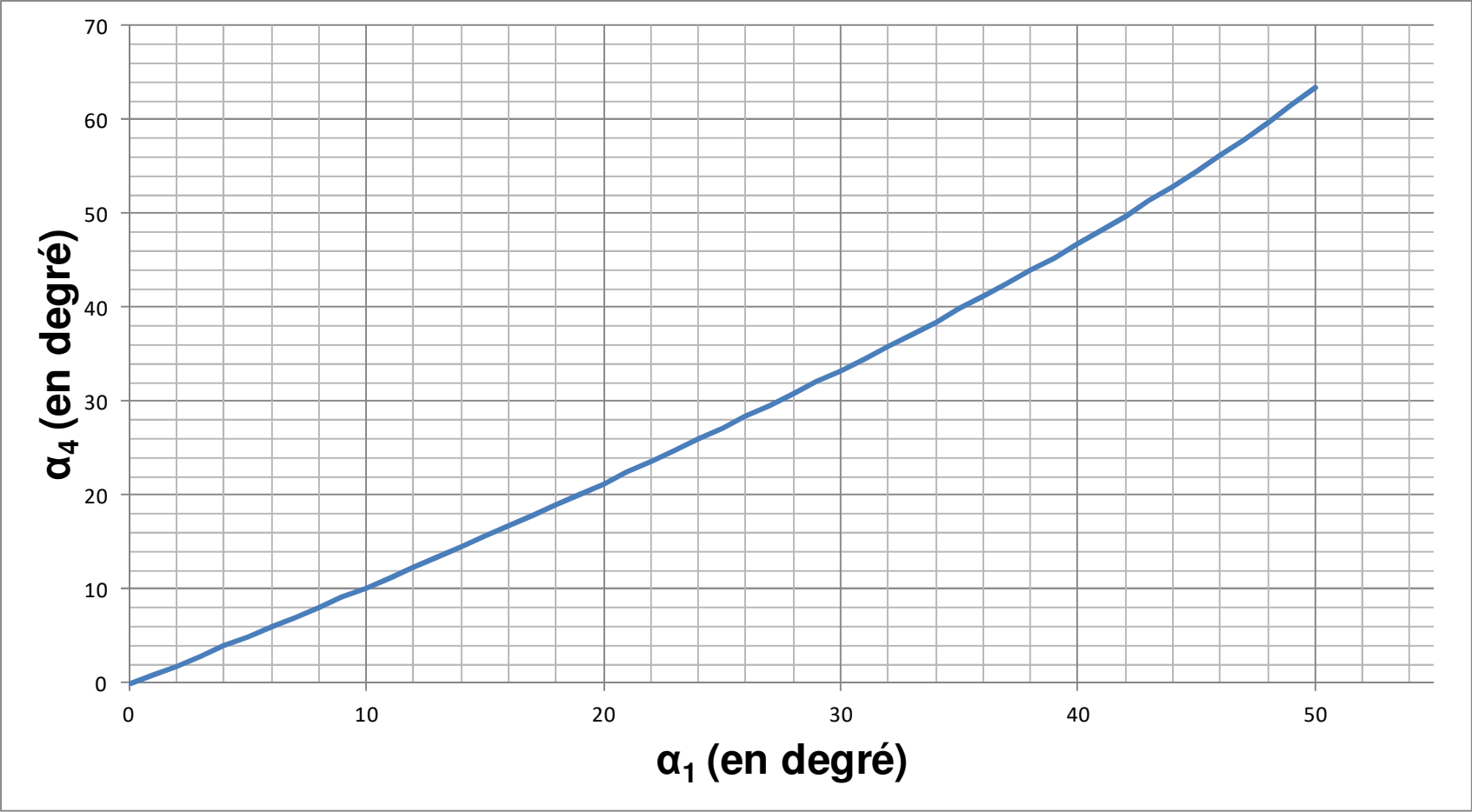
*Plage numérique programmable / variation de vitesse correspondante en tr.min<sup>-1</sup>*

Le point est pour la plage le séparateur des milliers



Document réponse DR1

Q32-Q34



**Document réponse DR2**  
**Q42 Tracés de Bode en boucle ouverte pour  $K_p = 1$**

