

VEHICULE INTELLIGENT ROBUCAR

Contexte

L'optimisation des transports de demain passera par l'emploi de véhicules dits intelligents. Des expériences ont déjà été tentées pour la réalisation de trains de poids lourds capables de se suivre en toute sécurité et à distance fixe, le lien étant télémétrique au lieu d'être physique.

Cette capacité "d'accrochage télémétrique" entre véhicule maître (leader) et véhicule suiveur (esclave) peut-être transposée à de nombreuses applications : transbordeurs de containers, exploitation minière / terrassement, transports en commun du futur...).

Afin d'étudier les comportements possibles de ces trains de véhicules intelligents dans différentes situations, normales et dégradées, le laboratoire d'Automatique Génie Informatique et Signal (LAGIS UMR8219) situé à Polytech-Lille utilise un démonstrateur composé d'un véhicule maître et deux véhicules suiveurs dont on peut voir l'architecture sur la figure 1.

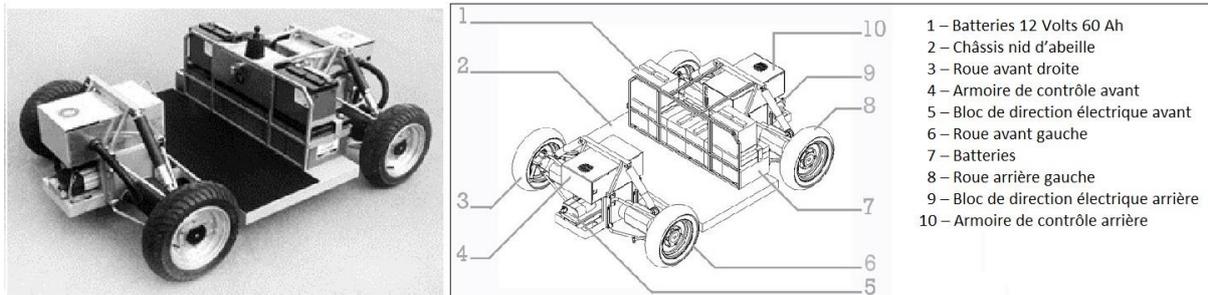


Figure 1 – Ensemble Châssis – Train roulant du véhicule RobuCar

Description de la morphologie du système

Le véhicule suiveur intelligent est un châssis à quatre roues motrices et directrices pilotables séparément (figure 1). Il y a donc deux paramètres de commande pour chaque roue (orientation (direction), vitesse de rotation (motricité))

Le schéma suivant présente un diagramme de définition des blocs pour une roue. Il permet de visualiser les deux chaînes d'énergie d'entraînement de la roue et d'orientation de la roue, ainsi que les éléments de la chaîne d'information tels que l'armoire de commande, les capteurs d'orientation et de vitesse de la roue.

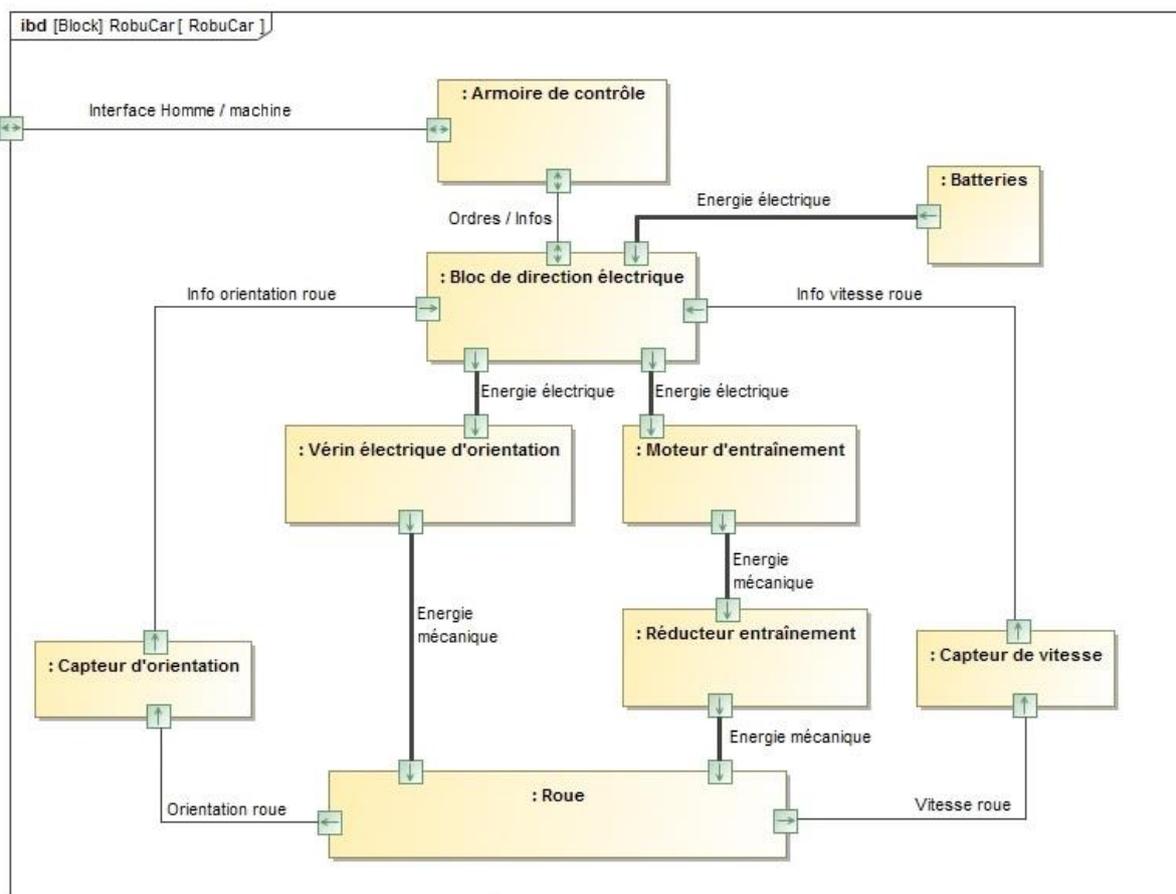


Diagramme de définition des blocs pour une roue

L'hypothèse maîtresse de l'étude consiste à considérer que les quatre roues du véhicule sont en contact ponctuel sur un sol parfaitement horizontal, et qu'il y a roulement sans glissement.

Dans ces conditions, le déplacement du châssis est assimilable à un mouvement plan sur plan. Le respect d'une trajectoire revient à piloter les valeurs des paramètres de mouvement de chaque roue (orientation et vitesse de rotation), les valeurs de ces paramètres devant être cohérentes entre elles pour respecter le roulement sans glissement et sans dérapage de chacune des roues.

L'objectif de l'étude cinématique est d'écrire les relations liant les paramètres de mouvement dans les deux cas de figure les plus simples : la ligne droite et le virage.

Dans le cas de la translation, tous les points du châssis ont la même vitesse par rapport au repère fixe.

Les caractéristiques du groupe moto-propulseur sont résumées dans le tableau ci-dessous :

Moteur	Vitesse de rotation maximale	3200 tr/mn
	Couple nominal	2,7 Nm
	Puissance Maximale	900 W
Réducteur	Rapport de réduction	N = 13
Roue	Rayon	R = 0,20 m

Tableau 1. Caractéristiques du groupe moto-réducteur-roue

Un extrait du cahier des charges est fourni ci-dessous :

Entraîner et freiner le véhicule sur sol sec.	Vitesse à atteindre	15 km/h
	Décélération sans glissement des roues	-6 m.s ⁻²
Orienter le véhicule via un rayon de virage standard de 6,4 m	Temps pour un virage de 45°	Inférieur à 3 s

Q1. A l'aide des données fournies dans le tableau 1, et en tenant compte des hypothèses de l'étude, calculer la vitesse maximale ' V_{max} ' en ligne droite du véhicule. Vérifier la performance attendue par le cahier des charges.

Etude du suivi de trajectoire / Modélisation du virage

On considère que les virages sont effectués en pilotant de façon conjuguée les orientations des trains avant et arrière conformément au modèle de la figure 3. De cette façon à la valeur près des paramètres a et b , le pilotage du train arrière (roues 3 et 4) est une image du pilotage du train avant (roues 1 et 2).

L'objectif de cette partie est de définir les lois de pilotage d'entraînement des roues afin de suivre une trajectoire définie. On se limite à une trajectoire circulaire.

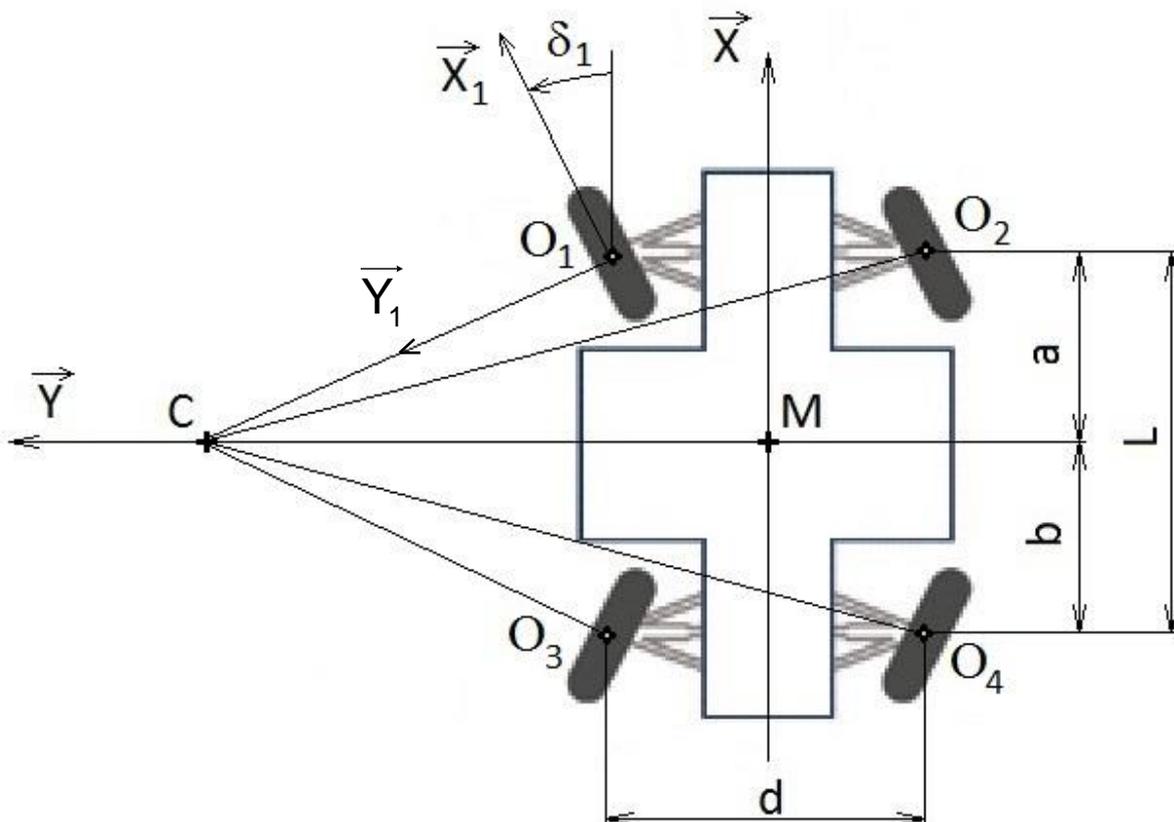


Figure 3. - Véhicule en virage vue du dessus -

Le pilotage conjugué des directions avant et arrière conduit à l'identification d'un point M de l'axe longitudinal du châssis défini par rapport à C , centre de la trajectoire circulaire à l'instant t par : $\overrightarrow{CM} \perp \vec{X}$ avec $\overrightarrow{CM} = -\rho \vec{Y}$.

On définit les bases suivantes :

$(\vec{X}_0, \vec{Y}_0, \vec{Z}_0)$ liée au sol,

$(\vec{X}, \vec{Y}, \vec{Z}_0)$ liée au châssis du véhicule,

$(\vec{X}_i, \vec{Y}_i, \vec{Z}_0)$ liée à l'axe de la roue i .

Et le point O_i : point du plan médian de la roue i appartenant à l'axe de rotation (cf figure 4).

Le mouvement du véhicule est un mouvement de rotation autour du point C fixe.

On note que le taux de changement d'orientation du châssis par rapport au repère fixe lié au sol, dû à la trajectoire circulaire autour de C est : $\vec{\Omega}(S/R_0) = \dot{\psi} \vec{Z}_0$.

On note V la vitesse du point M : $\vec{V}(M \in \text{Chassis } S / \text{sol}) = V \cdot \vec{X} = \rho \dot{\psi} \cdot \vec{X}$ avec V constant

Pour chaque roue, on peut considérer localement la figure ci-dessous :

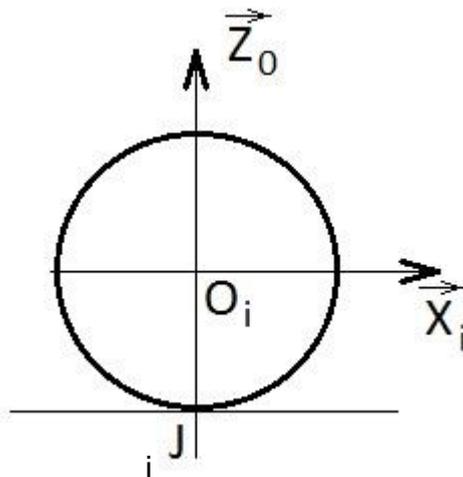


Figure 4. - Modélisation du contact roue/sol dans le plan médian de la roue -

Soit :

$\vec{\Omega}(\text{Roue}_i / \text{axe roue } i) = \dot{\theta}_i \vec{Y}_i$: vitesse de rotation de la roue i par rapport à l'axe de la roue i .

R : la valeur du rayon des roues.

Q2. Donner l'expression vectorielle dans la base $(\vec{X}, \vec{Y}, \vec{Z}_0)$ de $\vec{V}(O_1 \in S / \text{Sol})$ et $\vec{V}(O_2 \in S / \text{Sol})$ en fonction de ρ, a, d et $\dot{\psi}$.

Q3. Donner l'expression vectorielle dans la base $(\vec{X}_i, \vec{Y}_i, \vec{Z}_0)$ de $\vec{V}(O_1 \in \text{Roue}_1 / \text{Sol})$ et $\vec{V}(O_2 \in \text{Roue}_2 / \text{Sol})$ en fonction de R et $\dot{\theta}_i$.

Q4. En remarquant que $\vec{V}(O_1 \in \text{Roue}_1 / \text{chassis}) = \vec{0}$, établir deux relations scalaires après projection dans la base $(\vec{X}, \vec{Y}, \vec{Z}_0)$.

Q5. Faire de même pour la roue 2.

Q6. En déduire les expressions de $\tan(\delta_1)$ et de $\tan(\delta_2)$ en fonction de ρ , a et d . Effectuer l'application numérique. $a = 0,65 \text{ m}$; $d = 1,2 \text{ m}$; $\rho = 5 \text{ m}$

Q7. Etant donné les valeurs de δ_1 et δ_2 , on adopte la simplification suivante : $\cos \delta_i \approx 1$ et $\sin \delta_i \approx 0$. En déduire les expressions simplifiées de $\dot{\theta}_1$ et de $\dot{\theta}_2$.

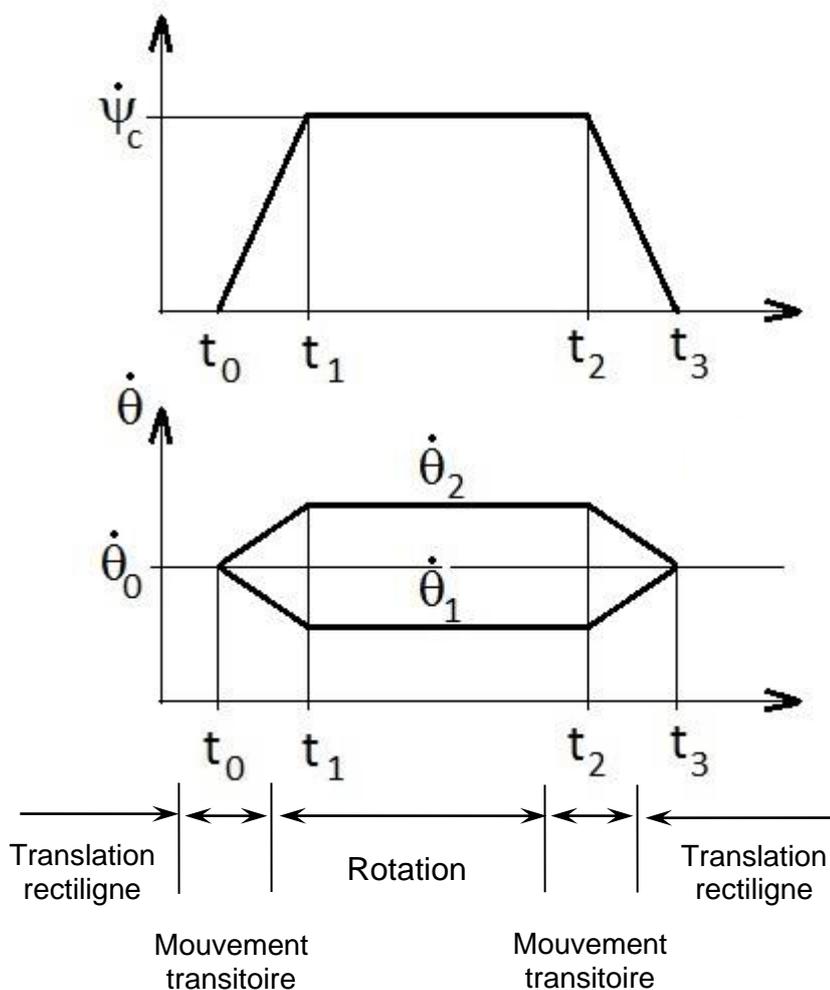
Etude du taux de rotation des roues 1 et 2 au cours d'un virage

L'objectif de cette partie est d'établir les lois de commande et de valider le cahier des charges du point de vue du temps de virage de 45° .

On souhaite conserver V (module de la vitesse du point M centre du châssis) constant au cours d'un changement de direction de 45° .

Le scénario retenu pour piloter un virage imposé par le suivi de trajectoire est décomposé en cinq phases :

- $t < t_0$: translation rectiligne
- $t_0 < t < t_1$: mouvement transitoire
- $t_1 < t < t_2$: mouvement de rotation autour de C
- $t_2 < t < t_3$: mouvement transitoire
- $t_3 < t$: translation rectiligne



On définit $\vec{V}(M \in \text{Chassis } S / \text{sol}) = V \cdot \vec{X}$ avec le vecteur \vec{X} lié au véhicule donc mobile par rapport au sol.

$\dot{\psi}_c$ représente la valeur de consigne et est directement calculée par $\dot{\psi}_c = \frac{V}{\rho}$, avec ρ le rayon de virage imposée par le parcours à l'instant t et V la vitesse du point M au même instant t .

Ce scénario est nécessaire car on ne peut pas passer brutalement de la ligne droite à un virage de rayon donné. En effet, cela imposerait un changement instantané des taux de rotation des roues, ce qui est physiquement impossible.

On peut aisément montrer que : $\dot{\psi} = \frac{(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1)}{d} R$, $\rho \dot{\psi} = V = \frac{(\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_1)}{2} R$

On donne : $|\ddot{\psi}_{Max}| = |\ddot{\psi}_0| = 1 \text{ rd} \cdot \text{s}^{-2}$, valeur constante pendant les deux phases transitoires.

On admet donc que $(t_3 - t_2) = (t_1 - t_0) = \left| \frac{\dot{\psi}_c}{\ddot{\psi}_0} \right|$

Q8. Pour chaque phase $[t_i; t_{i+1}]$, on se propose de donner l'expression permettant de calculer la valeur instantanée de $\rho(t)$, $\dot{\psi}(t)$, $\psi(t)$ sous forme d'un tableau. Déterminer les expressions de A, B, C et D qui apparaissent dans le tableau suivant :

		$[t_0; t_1]$	$[t_1; t_2]$	$[t_2; t_3]$	
$\rho(t)$	∞	$\frac{V}{\dot{\psi}(t)} = \frac{V}{\ddot{\psi}_0(t-t_0)}$	$\rho = \text{cste} = \frac{V}{\dot{\psi}_c}$	$\frac{V}{\dot{\psi}(t)} = \frac{V}{\dot{\psi}_c - \ddot{\psi}_0(t-t_2)}$	∞
$\ddot{\psi}(t)$	0	$\ddot{\psi}_0 = 1 \text{ rd} / \text{s}^2$	0	$-\ddot{\psi}_0 = -1 \text{ rd} / \text{s}^2$	0
$\dot{\psi}(t)$	0	$\dot{\psi}(t) = \ddot{\psi}_0(t-t_0)$	A	C	0
$\psi(t)$	0	$\psi(t) = \ddot{\psi}_0 \frac{(t-t_0)^2}{2}$	B	D	0

Q9. En déduire l'expression littérale du changement d'orientation total effectué ψ_{TOT} en fonction de $\ddot{\psi}_0$, $\dot{\psi}_c$, $(t_2 - t_1)$

Q10. Calculer $(t_2 - t_1)$ pour un virage à gauche de rayon $\rho = 6,4 \text{ m}$ effectué à $V = 10 \text{ km} / \text{h}$ provoquant un changement d'orientation de 45° .

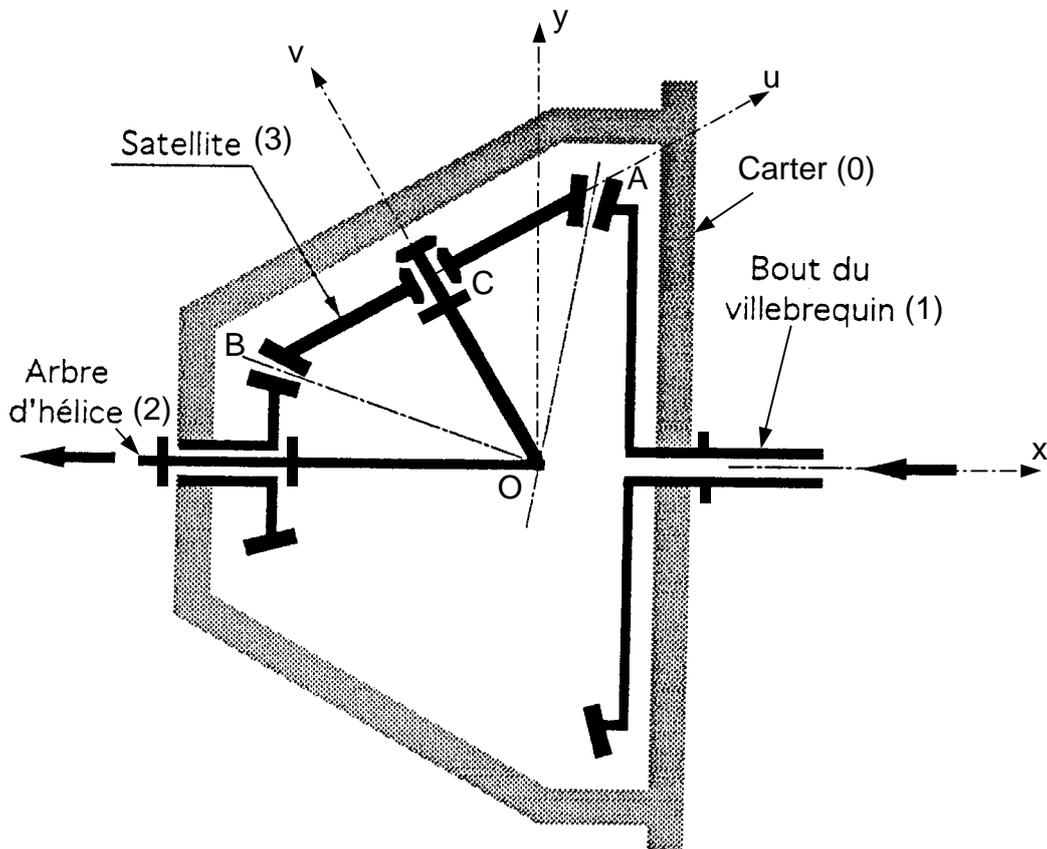
Q11. En déduire le temps total $(t_3 - t_0)$ nécessaire pour effectuer ce changement de direction.

Q12. Dans ces conditions et pour $t_0 = 0$, calculer t_1 , t_2 , t_3 , $\psi(t_1)$, $\psi(t_2)$ et vérifier que la valeur de la durée du virage de 45° valide bien le cahier des charges

1. Description du système

Le mécanisme étudié est destiné à réduire la vitesse de rotation prélevée sur l'arbre du moteur et doit permettre l'entraînement de l'hélice de l'avion.

Le schéma cinématique est donné ci-dessous :



l'ensemble est constitué:

- d'un carter fixe (0). Un pignon conique de diamètre $m.Z_0$ est lié à cet arbre, $\overrightarrow{OB.y} = \frac{m.Z_0}{2}$
- de l'arbre d'entrée (1) lié au vilebrequin du moteur. Un pignon conique de diamètre $m.Z_1$ est lié à cet arbre, $\overrightarrow{OA.y} = \frac{m.Z_1}{2}$.
- de l'arbre de sortie (2) lié à l'hélice.
- du satellite (3) qui est un pignon conique de diamètre $m.Z_3$, $\overrightarrow{BA.u} = m.Z_3$.
- Les repères orthonormés directs (O,u,v,z) et (O,x,y,z) sont liés à l'arbre de sortie (2) qui constitue le porte satellite de ce train d'engrenage.

2. Modélisation

Les éléments nécessaires à la modélisation cinématique sont donnés sur le schéma cinématique.

Les contacts en A et B sont assimilés à des contacts ponctuels avec roulement sans glissement.

3. Etude cinématique du réducteur

Question 1: Tracer le graphe des liaisons.

Question 2: Donner la forme du torseur cinématique de chaque liaison.

Question 3: Indiquer la méthode permettant de déterminer la relation $\frac{\omega_{20}}{\omega_{10}}$.

Question 4: Déterminer la relation $\frac{\omega_{20}}{\omega_{10}}$.

Question 5: Déterminer la relation $\frac{\omega_{32}}{\omega_{10}}$.

Question 6: En déduire $\overrightarrow{\Omega}_{3/0}$ et $\overrightarrow{\Omega}_{3/1}$ en fonction de ω_{10} .