

## I. Validation des performances du moteur de traction (id 1.1.1.)

**Question 1 :** Sous ces hypothèses, estimer la vitesse maximale du véhicule. On expliquera la démarche utilisée (voir document ressource 2).

On isole l'ensemble  $\Sigma$  du véhicule. Il est soumis à (Actions mécaniques extérieures) :

- L'action du sol sur  $\Sigma$  : Contact roue-sol supposé ponctuel et hypothèse de non glissement de la roue/sol  $\rightarrow$  liaison parfaite (la puissance développée par les actions mécaniques de contact est nulle).
- L'action de la Terre sur  $\Sigma$  : cette action ne développe pas de puissance pour un sol horizontal.
- L'action de l'air sur  $\Sigma$  : on utilise la modélisation proposée.

Actions mécaniques intérieures à  $\Sigma$  : Les actions mécaniques de liaison dans  $\Sigma$  sont sans frottements. L'interaction rotor-stator développe une puissance  $P_{motrice}$ .

On applique le théorème de l'énergie cinétique (énergie-puissance) à  $\Sigma$  en mouvement par rapport au référentiel galiléen  $Rg$  supposé lié au sol. On se place en régime permanent c'est-à-dire à vitesse constante, en ligne droite et sur un sol horizontal.

$$\underbrace{P_{Extérieur \rightarrow \Sigma / Rg}}_{\neq 0} + \underbrace{P_{Intérieur(\Sigma)}}_{= P_{motrice}} = \underbrace{\left( \frac{dE_c(\Sigma / Rg)}{dt} \right)}_{=0 \text{ car vitesse constante} / Rg} \Rightarrow \underbrace{P_{motrice}}_{\neq 0} + \underbrace{P_{Air \rightarrow \Sigma / Rg}}_{= -F_{air} \cdot V} + \underbrace{P_{Terre \rightarrow \Sigma / Rg}}_{=0} + \underbrace{P_{Sol \rightarrow \Sigma / Rg}}_{=0} = 0$$

$$\Rightarrow P_{motrice} = F_{air} \cdot V = \frac{1}{2} S \cdot C_x \cdot \rho_{air} \cdot V^2 \cdot V \Rightarrow V^3 = \frac{2 \cdot P_{motrice}}{S \cdot C_x \cdot \rho_{air}} \Rightarrow V_{max} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot P_{motrice}}{S \cdot C_x \cdot \rho_{air}}}$$

Application numérique :

On a :  $P_{motrice} = 2.30.10^3 W = 60.10^3 W$ , car il y a deux modules de traction,

$$S \cdot C_x \approx 0,8 m^2, \rho_{air} \approx 1,3 kg \cdot m^{-3}.$$

$$V_{max} \approx \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 60.10^3}{0,8 \cdot 1,3}} \approx \sqrt[3]{\frac{120.10^3}{1,04}} \approx \sqrt[3]{\frac{120.10^3}{1,04}} \approx 50 \left( 1 - \frac{1}{3} 0,04 \right) \approx 50 - \frac{1}{3} 2 \Rightarrow V_{max} \approx 49,3 m \cdot s^{-1} (\approx 180 km/h)$$

Remarque : On aurait également pu utiliser l'équation de résultante du PFD, équivalent au PFS dans ce cas.

**Question 2 :** Comparer ce résultat avec le cahier des charges et donner deux raisons qui expliqueraient cette différence.

D'après le cahier des charges (document ressource 2), la vitesse maximale souhaitée est de  $150 km/h$  soit  $42 m \cdot s^{-1}$ . La vitesse maximale calculée précédemment est de  $49,3 m \cdot s^{-1}$  et est supérieure à celle souhaitée. On peut considérer que le système de traction est correctement dimensionné.

Cette valeur optimiste a cependant été obtenue à l'aide d'un modèle négligeant :

- Les pertes de résistance au roulement dues au contact pneumatique-sol.
- Les pertes par frottement dans la chaîne cinématique.
- Les pertes de conversion électromécaniques car la puissance motrice maximale donnée dans l'énoncé correspond à la puissance absorbée par le moteur électrique.

**Question 3 :** En faisant l'hypothèse d'une accélération constante entre 0 et 100km/h, donner une estimation de l'accélération du véhicule. En déduire l'accélération angulaire d'une roue.

On suppose que le véhicule a une trajectoire rectiligne, sur un sol horizontal et a un mouvement uniformément accéléré. On peut écrire :

$$\boxed{\frac{dV(t)}{dt} = a = \frac{\Delta V}{\Delta t}}$$
 où  $V(t)$  est la vitesse du véhicule à l'instant  $t$ ,  $a$  l'accélération constante par rapport au temps.

Si on fait l'hypothèse d'un roulement sans glissement au contact roue-sol, on peut montrer que :  $V(t) = R.\dot{\theta}(t) \Rightarrow a = \dot{V}(t) = R.\ddot{\theta}(t)$  (constante par rapport au temps)

$$\Rightarrow \boxed{\ddot{\theta} = \frac{a}{R}}$$
 où  $\dot{\theta}$  désigne la vitesse angulaire de la roue,  $\ddot{\theta}$  son accélération angulaire et  $R$  le rayon de la roue (Cf. document ressource 6).

Application numérique :

Avec les valeurs numériques du document ressource 2 :

$$\text{On a : } \Delta V = 30m.s^{-1} \text{ et } \Delta t = 13s . \text{ On obtient : } a = \frac{30}{13} \Rightarrow \boxed{a \approx 2,30m.s^{-2}}$$

$$\text{On a : } R=0,56m . \text{ On obtient : } \ddot{\theta} = \frac{2,30}{0,56} = \frac{230}{56} \Rightarrow \boxed{\ddot{\theta} \approx 4,10rad.s^{-2}}$$

**Question 4 :** En déduire la valeur du couple moteur maximal nécessaire ( $C_{max}$ ) au niveau de chaque roue, pour atteindre cette accélération.

On isole l'ensemble  $\Sigma$  du véhicule. Il est soumis à (Actions mécaniques extérieures) :

- L'action du sol sur  $\Sigma$  : Contact roue-sol supposé ponctuel et hypothèse de non glissement de la roue/sol  $\rightarrow$  liaison parfaite (la puissance développée par les actions mécaniques de contact est nulle).
- L'action de la Terre sur  $\Sigma$  : cette action ne développe pas de puissance pour un sol horizontal.
- L'action de l'air sur  $\Sigma$  : on utilise la modélisation proposée.

Actions mécaniques intérieures à  $\Sigma$  : Les actions mécaniques de liaison dans  $\Sigma$  sont sans frottements. L'interaction rotor-stator développe une puissance  $P_{motrice}$ . On suppose que cette action est caractérisée par un couple de valeur  $C_{max}$ .

On applique le théorème de l'énergie cinétique (énergie-puissance) à  $\Sigma$  en mouvement par rapport au référentiel galiléen  $R_g$  supposé lié au sol. On se place dans le cas d'un mouvement de translation rectiligne, uniformément accéléré, du véhicule/ $R_g$ , sur un sol horizontal.

$$\underbrace{P_{Extérieur \rightarrow \Sigma / R_g}}_{\neq 0} + \underbrace{P_{Intérieur(\Sigma)}}_{=P_{motrice}} = \underbrace{\left( \frac{dE_c(\Sigma / R_g)}{dt} \right)}_{\neq 0} \Rightarrow \underbrace{P_{motrice}}_{=2.C_{max}.\dot{\theta}} + \underbrace{P_{Air \rightarrow \Sigma / R_g}}_{=-F_{air}.V} + \underbrace{P_{Terre \rightarrow \Sigma / R_g}}_{=0} + \underbrace{P_{Sol \rightarrow \Sigma / R_g}}_{=0} = \left( \frac{d}{dt} \left( \frac{1}{2} M.V^2 \right) \right)$$

Où  $M$  désigne la masse du véhicule.

On en déduit que :  $2.C_{\max} \cdot \dot{\theta} - F_{\text{air}} \cdot V = M \cdot V \cdot \dot{V}$

Or, on a :  $V = R \cdot \dot{\theta}$ , d'où :  $2.C_{\max} \cdot \dot{\theta} - F_{\text{air}} \cdot R \cdot \dot{\theta} = M \cdot (R \cdot \dot{\theta}) \cdot \underbrace{\dot{V}}_{R \cdot \ddot{\theta}} \Rightarrow 2.C_{\max} = F_{\text{air}} \cdot R + M \cdot R \cdot (R \cdot \ddot{\theta})$

$$\Rightarrow C_{\max} = \frac{1}{2} (F_{\text{air}} \cdot R + M \cdot R^2 \cdot \ddot{\theta}) \Rightarrow \boxed{C_{\max} = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{2} S \cdot C_x \cdot \rho_{\text{air}} \cdot V^2 \cdot R + M \cdot R^2 \cdot \ddot{\theta} \right)}$$

Application numérique :

On se place dans le cas le plus défavorable, c'est-à-dire lorsque  $V = 30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  (100 km/h).

On a :  $S \cdot C_x \approx 0,8 \text{ m}^2$ ,  $\rho_{\text{air}} \approx 1,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ,  $R = 0,56 \text{ m}$ ,  $M = 1500 \text{ kg}$  et  $\ddot{\theta} \approx 4,10 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$  (calculé à la question 3) On obtient :

$$C_{\max} \approx \frac{1}{2} \left( \frac{1}{2} 0,8 \cdot 1,3 \cdot 0,56 \cdot (30)^2 + 1500 \cdot 0,56^2 \cdot 4,1 \right) = \frac{1}{2} (0,4 \cdot 1,3 \cdot 0,56 \cdot 900 + 1500 \cdot (56 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 4,1)$$

$$\Rightarrow C_{\max} \approx \frac{1}{2} (0,52 \cdot 0,56 \cdot 900 + 1500 \cdot (56)^2 \cdot 10^{-4} \cdot 4,1) = \frac{1}{2} (0,52 \cdot 56 \cdot 9 + 15 \cdot (56)^2 \cdot 10^{-2} \cdot 4,1)$$

$$\Rightarrow C_{\max} \approx \frac{1}{2} (4,68 \cdot 56 + 15 \cdot 3136 \cdot 10^{-2} \cdot 4,1) = \frac{1}{2} (263 + 61,5 \cdot 31,36) = \frac{1}{2} (263 + 1930) = \frac{1}{2} 2192$$

$$\Rightarrow \boxed{C_{\max} \approx 1100 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

**Question 5 :** Donner les deux principales raisons qui empêchent de récupérer 100% de l'énergie de freinage.

Les pertes énergétiques :

- Pertes Joule dans les circuits électriques,
- Pertes fer dans les circuits magnétiques,
- Les pertes de commutation dans le convertisseur,
- Par frottements dans les guidages.

Le freinage aérodynamique à grande vitesse et la résistance au roulement au contact roue-sol absorbe une partie de l'énergie cinétique.

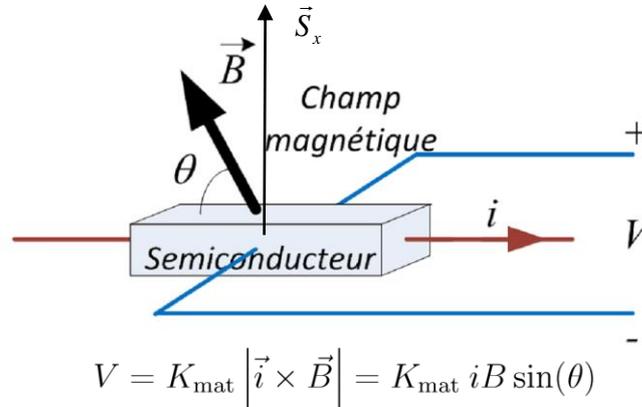
D'autre part, même en négligeant toutes les pertes, le freinage électromagnétique ne permet pas d'obtenir l'arrêt total du véhicule dans une durée finie.

**Question 6 :** Parmi les deux types de moteurs proposés sur le document ressource 3, quel est celui qui semble le plus adapté à cette étude ? Justifier brièvement.

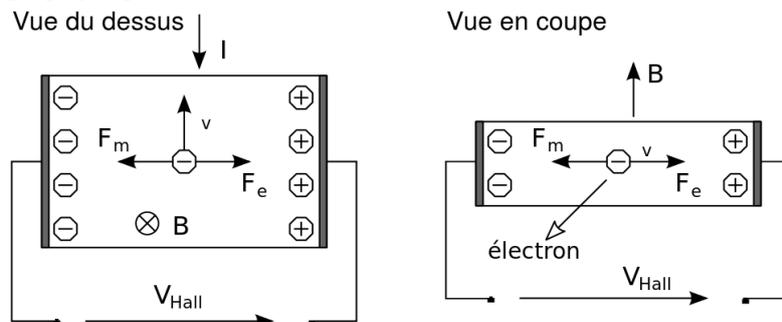
La configuration « outrunner » semble plus intéressante ici car elle libère la zone centrale qui permettant au stator d'être assemblé à la fusée mobile. Cette solution constructive contribue à la réduction de l'encombrement.

**Question 7 :** Rappeler le principe de fonctionnement d'un capteur à effet Hall.

Un capteur à effet Hall délivre une tension  $V$  proportionnelle à l'intensité du champ magnétique  $\vec{B}$  mesuré dans sa direction de sensibilité  $\vec{S}_x$  et à l'intensité  $i$  du courant d'alimentation.



Rappel du principe physique :



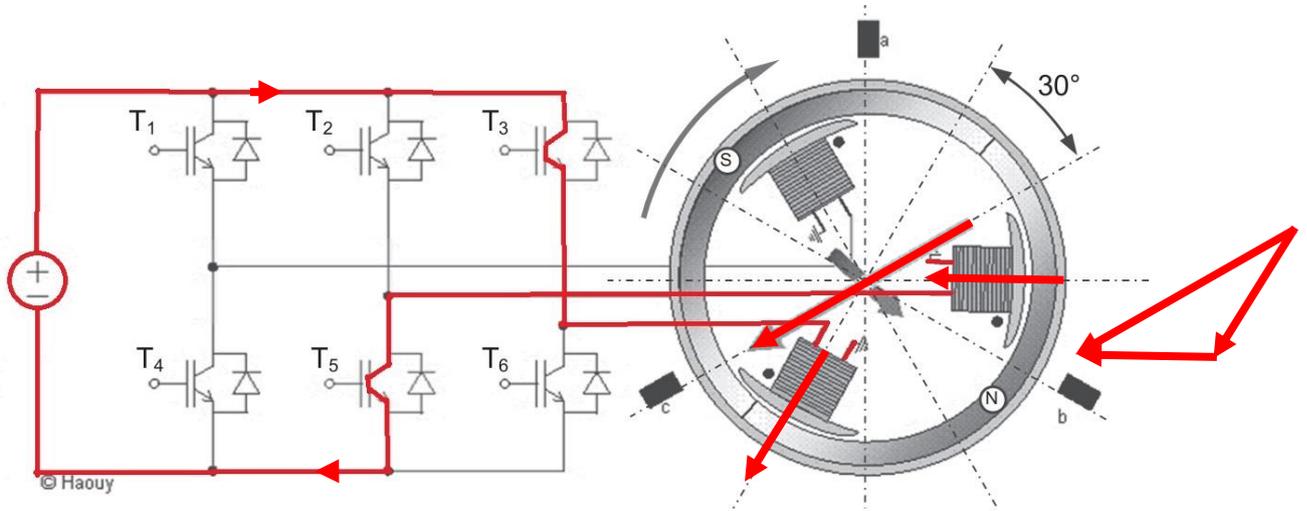
La trajectoire des électrons dans le semi-conducteur est déviée par la présence du champ magnétique qui crée une force de Lorentz. Les électrons s'accumulent sur les armatures. Il y a création d'un champ électrique dont la présence modère l'effet des forces de Lorentz. Le système atteint un équilibre et produit une tension constante entre les armatures appelée tension de Hall.

Utilisation pour un détecteur de position :

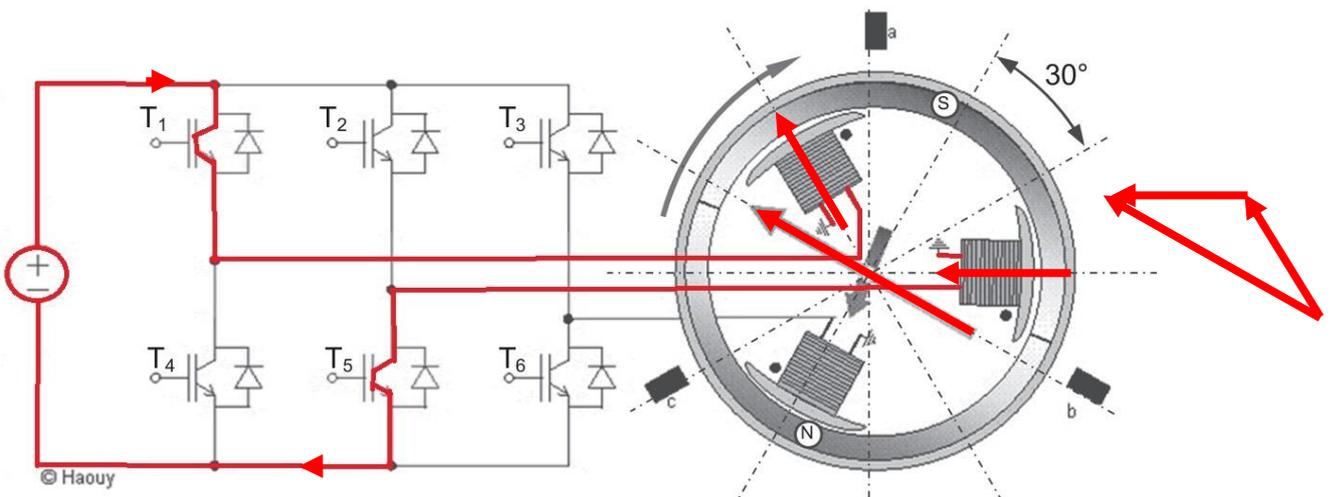
Si on associe le capteur à effet Hall à des comparateurs de tension traitant la tension  $V$ , on peut extraire une information binaire supportée par une tension de sortie  $U_s$  qui indiquera la présence d'un pôle nord ou sud à proximité du capteur.

**Question 8 :** Sur le document réponse, surligner en rouge le chemin suivi par le courant électrique dans chacune de ces trois positions.

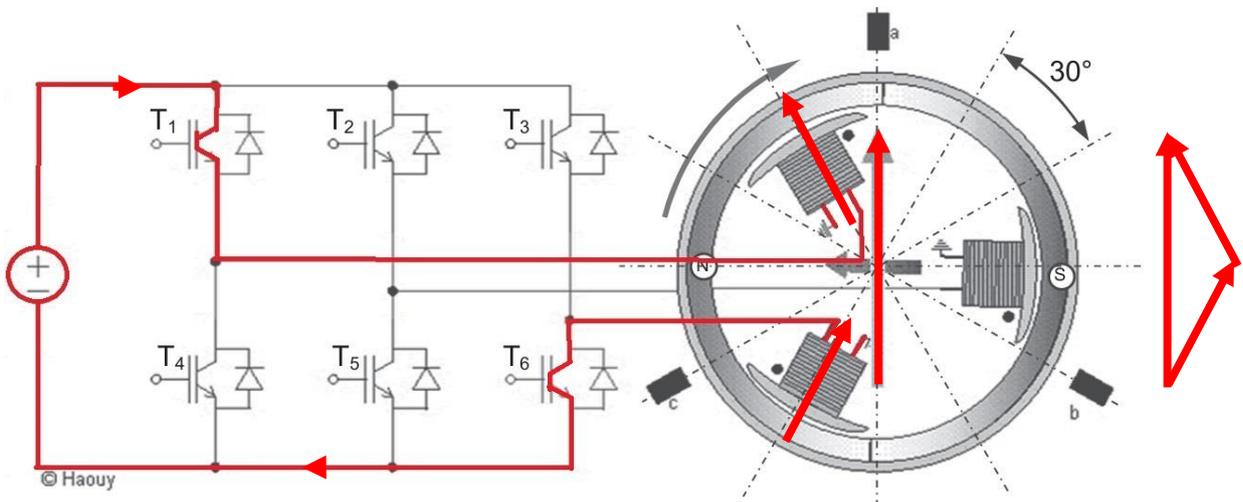
Angle du rotor :  $0^\circ$



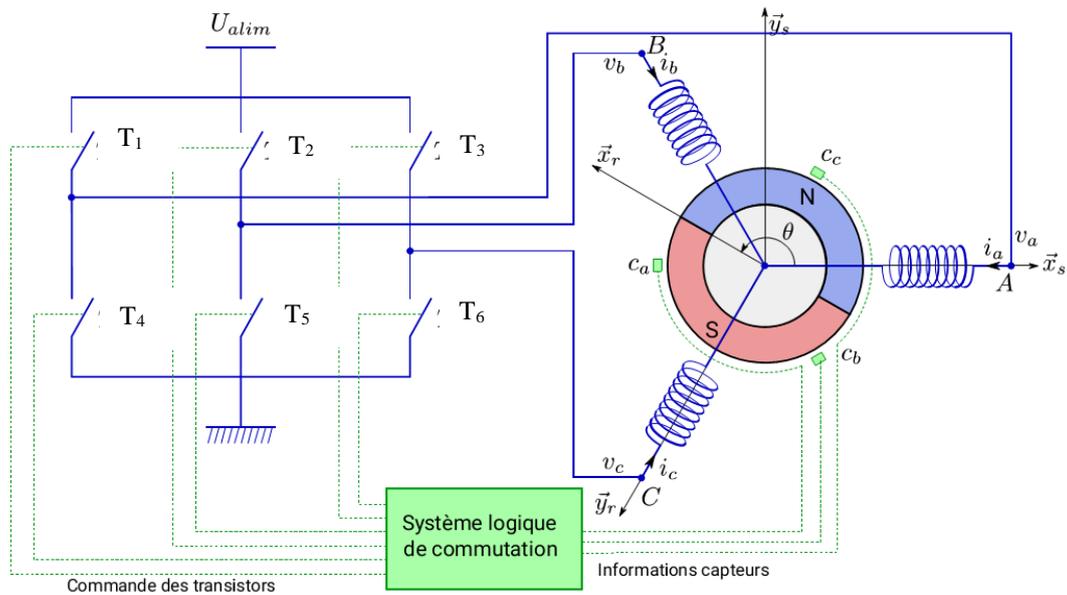
Angle du rotor : entre  $60^\circ$  et  $90^\circ$



Angle du rotor :  $150^\circ$



Le schéma suivant permet de rendre compte plus clairement des connections entre les bobines et l'onduleur et du principe de fonctionnement de l'ensemble.



**Question 9 :** Donner l'évolution des trois capteurs à effet Hall sur un 1/2 tour.

a	0	0	1	0	0	0	0
b	1	0	0	0	0	0	1
c	0	0	0	0	1	0	0
	0°	30°	60°	90°	120°	150°	180°

**Question 10 :** Donner les équations logiques de mise à 1 et de mise à 0, des transistors.

L'évolution des états des mémoires  $T_i$  en fonctions des états des capteurs est donnée dans la table de vérité suivante.

a	b	c	$T_1$	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$
0	1	0	0	0	1	0	1	0
0	0	0	1	0	1	0	0	0
1	0	0	1	0	0	0	1	0
0	0	0	0	0	0	0	1	1
0	0	1	1	0	0	0	0	1
0	0	0	1	1	0	0	0	0
0	1	0	0	1	0	0	0	1
0	0	0	0	0	0	1	0	1
1	0	0	0	1	0	1	0	0
0	0	0	0	1	1	0	0	0
0	0	1	0	0	1	1	0	0
0	0	0	0	0	0	1	1	0

Le changement d'état des mémoires  $T_i$  aura lieu sur des évènements des variables **a**, **b** et **c** en fonction des états des mémoires  $T_i$ .

Pour la mémoire liée à  $T_1$  :

a	b	c	$T_1$	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$
0	1	0	0	0	1	0	1	0
0	0	0	1	0	1	0	0	0
1	0	0	1	0	0	0	1	0
0	0	0	0	0	0	0	1	1
0	0	1	1	0	0	0	0	1
0	0	0	1	1	0	0	0	0
0	1	0	0	1	0	0	0	1
0	0	0	0	0	0	1	0	1
1	0	0	0	1	0	1	0	0
0	0	0	0	1	1	0	0	0
0	0	1	0	0	1	1	0	0
0	0	0	0	0	0	1	1	0

Pour la mémoire liée à  $T_2$  :

a	b	c	$T_1$	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$
0	1	0	0	0	1	0	1	0
0	0	0	1	0	1	0	0	0
1	0	0	1	0	0	0	1	0
0	0	0	0	0	0	0	1	1
0	0	1	1	0	0	0	0	1
0	0	0	1	1	0	0	0	0
0	1	0	0	1	0	0	0	1
0	0	0	0	0	0	1	0	1
1	0	0	0	1	0	1	0	0
0	0	0	0	1	1	0	0	0
0	0	1	0	0	1	1	0	0
0	0	0	0	0	0	1	1	0

Pour la mémoire liée à  $T_3$  :

a	b	c	$T_1$	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$
0	1	0	0	0	1	0	1	0
0	0	0	1	0	1	0	0	0
1	0	0	1	0	0	0	1	0
0	0	0	0	0	0	0	1	1
0	0	1	1	0	0	0	0	1
0	0	0	1	1	0	0	0	0
0	1	0	0	1	0	0	0	1
0	0	0	0	0	0	1	0	1
1	0	0	0	1	0	1	0	0
0	0	0	0	1	1	0	0	0
0	0	1	0	0	1	1	0	0
0	0	0	0	0	0	1	1	0

On obtient ainsi les équations de mise à 1 et de mise à 0 de chaque mémoire :

Mémoire	Mise à 1	Mise à 0
$\overline{T}_1$	$\overline{b}.T_3 + c.T_6$	$\overline{a}.T_5 + b.T_2$
$\overline{T}_2$	$\overline{c}.T_1 + a.T_4$	$c.T_3 + \overline{b}.T_6$
$\overline{T}_3$	$b.T_5 + \overline{a}.T_2$	$a.T_1 + \overline{c}.T_4$

## II. Validation des performances cinématiques et statiques du frein EWB (id 1.1.2)

### II.A Validation des performances cinématiques du frein EWB

**Question 11 :** Compléter les torseurs cinématiques  $\{V(1/0)\}$ ,  $\{V(2/1)\}$ ,  $\{V(2/0)\}$  en précisant bien les repères associés.

$$\{V(1/0)\} = \left\{ \begin{array}{c|c} p_{10} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_{(M, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)} \quad (\text{pivot d'axe } (A, \vec{x}_0)). \quad \forall M \in (A, \vec{x}_0)$$

$$\{V(2/1)\} = \left\{ \begin{array}{c|c} p_{21} & U_{21} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_{(M, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)} \quad \text{avec } U_{21} = \frac{p_v}{2\pi} p_{21} \quad (\text{hélicoïdale d'axe } (A, \vec{x}_0)). \quad \forall M \in (A, \vec{x}_0)$$

$$\{V(2/0)\} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & U_{20} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_{(M, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)} \quad (\text{glissière de direction } \vec{x}_0). \quad \forall M \in 2$$

**Question 12 :** En déduire une relation cinématique littérale entre  $p_{10}$  et  $U_{A20}$ .

On écrit la composition des torseurs cinématiques entre 2, 1 et 0 :

$$\{V(2/0)\} = \{V(2/1)\} + \{V(1/0)\}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} 0 = p_{21} + p_{10} \\ 0 = 0 + 0 \\ 0 = 0 + 0 \end{cases} \quad \text{pour les composantes de vitesse de rotation.} \quad \Rightarrow p_{21} = -p_{10}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} U_{A20} = U_{A21} + 0 \\ 0 = 0 + 0 \\ 0 = 0 + 0 \end{cases} \quad \text{pour les composantes de vitesse au point A.} \quad \Rightarrow U_{A20} = U_{A21}$$

D'autre part :  $U_{21} = \frac{p_v}{2\pi} p_{21}$ . On en déduit que :  $U_{A20} = \frac{p_v}{2\pi} p_{21} \Rightarrow U_{A20} = -\frac{p_v}{2\pi} p_{10}$

**Question 13 :** Compléter les torseurs cinématiques  $\{V(3/2)\}$ ,  $\{V(4/3)\}$ ,  $\{V(4/0)\}$  en précisant bien les repères associés. Indiquer également les simplifications apportées par les deux hypothèses précédentes.

$$\{V(3/2)\} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ 0 & V_{M32} \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_{(M, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)} \quad (\text{glissière de direction } \vec{y}_0). \quad \forall M \in 3$$

$$\{V(4/3)\} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & U_{M43} \\ 0 & 0 \\ r_{43} & W_{M43} \end{array} \right\}_{(M, \vec{x}_3, \vec{y}_3, \vec{z}_3)} \quad (\text{ponctuelle en C de normale } \vec{y}_3 \text{ et hypothèse de problème plan dans } (\vec{x}_0, \vec{y}_0)). \quad \forall M \in (C, \vec{y}_3)$$

$$\{V(4/0)\} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & U_{M40} \\ 0 & 0 \\ r_{40} & W_{M40} \end{array} \right\}_{(M, \vec{x}_3, \vec{y}_3, \vec{z}_3)} \quad (\text{ponctuelle en B de normale } \vec{y}_3 \text{ et hypothèse de problème plan dans } (\vec{x}_0, \vec{y}_0)). \quad \forall M \in (B, \vec{y}_3) = (C, \vec{y}_3)$$

$$\text{Hypothèse de R.S.G. en C de 4/3 : } \vec{V}(C, 4/3) = \vec{0} \Rightarrow \begin{cases} U_{C43} = 0 \\ W_{C43} = 0 \end{cases}$$

$$\text{Hypothèse de R.S.G. en B de 4/0 : } \vec{V}(B, 4/0) = \vec{0} \Rightarrow \begin{cases} U_{B40} = 0 \\ W_{40} = 0 \end{cases}$$

**Question 14 :** Ecrire la fermeture de la chaîne cinématique en B entre les solides (0), (2), (3) et (4). En déduire une relation cinématique littérale entre  $U_{A20}$  et  $V_{C32}$ .

Calcul préliminaire :

Relation de champ de vitesse pour 4/3 entre B et C :

$$\vec{V}(B, 4/3) = \underbrace{\vec{V}(C, 4/3)}_{=\vec{0}} + \overrightarrow{BC} \wedge \underbrace{\vec{\Omega}_{4/3}}_{d \cdot \vec{y}_3} = d \cdot r_{43} \cdot (\vec{y}_3 \wedge \vec{z}_3) = d \cdot r_{43} \cdot \vec{x}_3 \Rightarrow \begin{cases} U_{B43} = d \cdot r_{43} \\ W_{B43} = 0 \end{cases}$$

On écrit la composition des torseurs cinématiques entre 4, 3, 2 et 0 :

$$\begin{aligned} \{V(4/0)\} &= \{V(4/3)\} + \{V(3/2)\} + \{V(2/0)\} \\ \Rightarrow \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & U_{B40} = 0 \\ 0 & 0 \\ r_{40} & W_{B40} = 0 \end{array} \right\}_{(B, \vec{x}_3, \vec{y}_3, \vec{z}_3)} &= \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & U_{B43} = d \cdot r_{43} \\ 0 & 0 \\ r_{43} & W_{B43} = 0 \end{array} \right\}_{(B, \vec{x}_3, \vec{y}_3, \vec{z}_3)} + \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & V_{A32} \cdot \sin \alpha \\ 0 & V_{A32} \cdot \cos \alpha \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_{(B, \vec{x}_3, \vec{y}_3, \vec{z}_3)} + \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & U_{A20} \cdot \cos \alpha \\ 0 & -U_{A20} \cdot \sin \alpha \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_{(B, \vec{x}_3, \vec{y}_3, \vec{z}_3)} \\ \Rightarrow \begin{cases} 0 = 0 + 0 + 0 \\ 0 = 0 + 0 + 0 \\ r_{40} = r_{43} + 0 + 0 \end{cases} &\Rightarrow r_{40} = r_{43} \end{aligned}$$

$$\text{et au point } B : \Rightarrow \begin{cases} 0 = d.r_{43} + V_{A32} \cdot \sin \alpha + U_{A20} \cdot \cos \alpha \\ 0 = 0 + V_{A32} \cdot \cos \alpha - U_{A20} \cdot \sin \alpha \Rightarrow V_{A32} \cdot \cos \alpha = U_{A20} \cdot \sin \alpha \\ 0 = 0 + 0 + 0 \end{cases}$$

avec :  $V_{C32} = V_{A32}$

On en déduit que :  $V_{C32} = U_{A20} \cdot \tan \alpha$

**Question 15 :** En déduire une relation cinématique littérale entre  $p_{10}$  et  $V_{C32}$ .

D'après la réponse de la question 12, on a :  $U_{A20} = -\frac{p_v}{2\pi} p_{10}$  ce qui donne, à l'aide du résultat de la réponse précédente :

$$V_{C32} = -\frac{p_v}{2\pi} p_{10} \cdot \tan \alpha$$

**Question 16 :** En déduire  $N_{10}$  sous forme littérale, puis réaliser l'application numérique.

$$\text{On a : } p_{10} = \frac{2\pi}{60} N_{10} \text{ d'où : } |V_{C32}| = \frac{p_v}{2\pi} \frac{2\pi}{60} N_{10} \cdot \tan \alpha \Rightarrow |V_{C32}| = \frac{p_v}{60} N_{10} \cdot \tan \alpha \Rightarrow N_{10} = \frac{60 \cdot |V_{C32}|}{p_v \cdot \tan \alpha}$$

D'autre part, on a :  $|V_{C32}| = \frac{y_a}{t_a}$  si on considère la vitesse moyenne.

$$\text{On obtient donc : } N_{10} = \frac{60 \cdot y_a}{p_v \cdot \tan \alpha \cdot t_a}$$

Application numérique :

On a :  $p_v = 2\text{mm}$ ,  $\tan \alpha = \tan(15^\circ) \approx 1/4$ ,  $y_a = 0,5\text{mm}$ ,  $t_a = 20 \cdot 10^{-3}\text{s}$

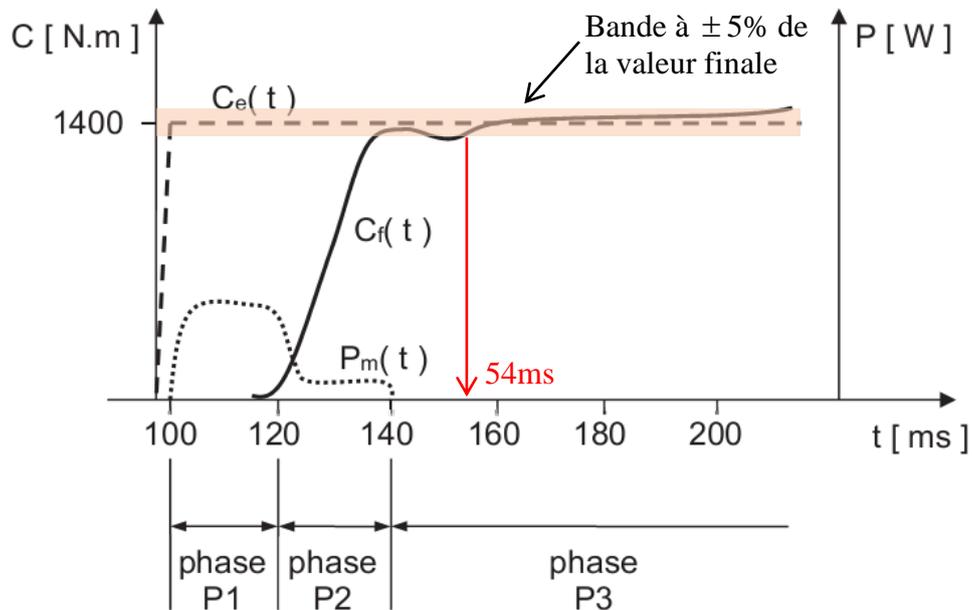
$$N_{10} \approx \frac{60 \cdot 0,5}{2 \cdot 0,25 \cdot 20 \cdot 10^{-3}} = \frac{3 \cdot 0,5}{0,5 \cdot 10^{-3}} \Rightarrow N_{10} \approx 3 \cdot 10^3 \text{ tr. min}^{-1}$$

## II.B Validation des performances statiques du frein EWB

**Question 17 :** Evaluer la précision et la rapidité du système de freinage.

Les critères de rapidité et de précision ne sont pas donnés. Il n'y a pas d'exigence associée dans le cahier des charges du document ressource 2.

Les courbes expérimentales du document ressource 4 sont reproduites ci-dessous.



La performance de rapidité peut être caractérisée par le temps de réponse à 5% qui a une valeur de 54ms.

La performance de précision peut être caractérisée par l'erreur relative en couple de freinage en régime permanent qui est d'environ 6%.

**Question 18 :** Lors de la phase P1, expliquer pourquoi  $C_f(t)$  est nul alors que  $P_m(t)$  ne l'est pas. Lors de la phase P2, expliquer pourquoi  $C_f(t)$  croît alors que  $P_m(t)$  est plus faible qu'en phase P1. Lors de la phase P3, expliquer pourquoi  $C_f(t)$  est maintenu constant alors que  $P_m(t)$  est nulle.

La phase P1 (20ms) est la phase d'approche des plaquettes de frein pour venir en contact du disque (rattrapage du jeu). Le frein ne produit par conséquent aucun couple de freinage mais le moteur absorbe de la puissance pour vaincre les actions mécaniques de frottements dans la chaîne cinématique.

Lors de la phase P2 (20ms), les plaquettes sont en contact avec le disque. Les rouleaux se coincent progressivement entre les plaques inclinées du plateau (3). Le moteur ne tourne plus. La puissance absorbée par le moteur correspond aux pertes électriques par effet Joule.

Lors de la phase P3, le moteur n'agit plus mais le système est verrouillé en position de freinage car le système vis-écrou n'est pas réversible : il fournit un couple de freinage.

**Question 19 :** Exprimer la charge linéique  $q$  en fonction de  $C_f$ ,  $f$ ,  $R_{moy}$ ,  $\alpha$ , et  $H$ . Réaliser l'application numérique pour un couple de freinage  $C_f = 1400N.m$ .

On a :  $C_f = n.F.f.R_{moy}$ , or :  $F = 7.q.H$  (pour 7 rouleaux cylindriques), on en déduit que :  
 $C_f = 7.n.q.H.f.R_{moy}$ .

On obtient finalement : 
$$q = \frac{C_f}{7.n.H.f.R_{moy}}$$

Application numérique :

On a :  $n=2$  surfaces de contact,  $R_{moy} = 100mm$ ,  $H = 60mm$ ,  $f = 1/3$ ,  $C_f = 1400Nm$

$$q = \frac{1400.10^3}{7.2.60.(1/3).100} = \frac{\cancel{7.2}.100.10^3}{\cancel{7.2}.20.100} = \frac{10^3}{20} = \frac{10^2}{2} \Rightarrow \boxed{q = 50 N/mm}$$

**Question 20 :** Calculer la valeur numérique de la pression de contact  $p$  lors du freinage. Conclure. (**document ressource 5**)

On a : 
$$p = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{q}{k_m \cdot d}}$$

Application numérique :

On a :  $k_m = 10^{-6} mm^2/N$ ,  $d = 10mm$

$$p \approx \frac{1}{3} \sqrt{\frac{50}{10^{-6} \cdot 10}} = \frac{1}{3} \sqrt{\frac{5}{10^{-6}}} = \frac{\sqrt{5}}{3} 10^3 = \frac{\sqrt{4+1}}{3} 10^3 = \frac{\sqrt{4}}{3} \sqrt{1+\frac{1}{4}} \cdot 10^3 \approx \frac{2}{3} \left(1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{4}\right) 10^3 = \frac{1}{3} \left(2 + \frac{1}{4}\right) 10^3$$

$$\Rightarrow p \approx \frac{2,25}{3} 10^3 = \frac{2250}{3} \Rightarrow \boxed{p \approx 750MPa}$$

Conclusion :

La géométrie de contact est correctement dimensionnée car la pression de contact calculée ne dépasse pas la pression admissible pour le matériau du plateau ( $4000MPa$ ).

Critère de dimensionnement :  $p < p_{adm} \Rightarrow 750MPa < 4000MPa \Rightarrow$  le critère est vérifié.

### III. Analyse de la gestion de l'avancement et de la direction du véhicule (id 1.1.3, 1.2.1).

**Question 21 :** Lors de la configuration 1, indiquer pourquoi les impulsions de  $\theta_d$  et  $\theta_g$  ne sont pas synchronisées. Calculer la vitesse du véhicule sous forme littérale pour cette configuration.

Les impulsions ne sont pas synchronisées car les deux roues ont des mouvements de rotation indépendants : en virage les roues ont des vitesses de rotations différentes. Les vitesses de rotation des deux roues sont, par contre, identiques car le véhicule évolue suivant une trajectoire rectiligne et à vitesse constante : les fréquences des impulsions gauche et droite sont donc identiques.

Si on fait l'hypothèse que les deux roues roulent sans glisser sur le sol, on peut montrer que :

$$V = R \cdot \dot{\theta}$$

La durée entre deux impulsions est donnée par :  $\Delta t = \frac{\Delta t_d + \Delta t_g}{2}$

Chaque codeur délivre une impulsion par tour, la fréquence des impulsions est donc :

$$f = 1/\Delta t$$

La vitesse de rotation peut donc être obtenue à partir de cette fréquence :  $\dot{\theta} = 2\pi f = \frac{2\pi}{\Delta t}$

On obtient finalement :  $V = \frac{2\pi}{\Delta t} R$

**Question 22 :** Lors de la configuration 2, indiquer pourquoi  $\Delta t_{d2}$  est différent de  $\Delta t_{g2}$  et comment devrait réagir le système pour diminuer cette différence.

Le véhicule est supposé évoluer à vitesse constante et en ligne droite ( $\alpha_d = \alpha_g = 0^\circ$ ). Si on suppose que la roue droite ne glisse pas,  $\Delta t_{d2}$  est l'image de la vitesse du véhicule. Cela implique que la roue gauche a perdu de l'adhérence, elle tourne plus vite que la roue droite.

Le système doit agir sur le frein de la roue gauche jusqu'à obtenir de nouveau l'adhérence. Si on pose :  $\Delta t = \frac{\Delta t_d + \Delta t_g}{2}$ , le traitement pourra être le suivant :

SI ( $\Delta t_g < \Delta t$ ) ET ( $\alpha_d = 0^\circ$ ) ET ( $\alpha_g = 0^\circ$ ) ALORS agir sur le frein de la roue gauche ou diminuer la consigne de vitesse sur cette roue.

SI ( $\Delta t_d < \Delta t$ ) ET ( $\alpha_d = 0^\circ$ ) ET ( $\alpha_g = 0^\circ$ ) ALORS agir sur le frein de la roue droite ou diminuer la consigne de vitesse sur cette roue.

**Question 23 :** Indiquer pourquoi  $\alpha_{d3}$  est différent de  $\alpha_{g3}$ .

Pour garantir l'hypothèse de roulement sans glissement dans le cas de contacts roues-sol ponctuels, on peut montrer que les axes de rotation des 4 roues doivent s'intercepter en un point unique qui appartient à l'axe instantané de rotation du châssis du véhicule par rapport au sol. Le châssis du véhicule étant en mouvement plan par rapport au sol, ce point est le centre instantané de rotation de ce mouvement. Cela permet de minimiser le glissement entre les pneus et le sol.

**Question 24 :** Indiquer pourquoi  $\Delta t_{d3}$  est différent de  $\Delta t_{g3}$ . Préciser le nom de l'organe qui permet habituellement d'obtenir ce résultat pour un véhicule à traction avant.

La roue présentant l'angle de braquage le plus important est la roue la plus proche du centre de rotation  $I$  du châssis par rapport au sol : dans notre cas, c'est la roue gauche.

La roue gauche (intérieure au virage) tourne moins vite que la roue droite (extérieure au virage).

Le mouvement du châssis par rapport au sol est un mouvement (plan) de rotation instantanée autour de  $I$ . On a :

$$\|\vec{IG}\| < \|\vec{ID}\| \text{ d'où : } \|\vec{IG}\| \|\vec{\Omega}_{ch/sol}\| < \|\vec{ID}\| \|\vec{\Omega}_{ch/sol}\| \Rightarrow \|\vec{V}(G, \text{châssis/sol})\| < \|\vec{V}(D, \text{châssis/sol})\|$$

Si on suppose qu'il y a roulement sans glissement des roues sur le sol, on peut écrire :

$$\|\vec{V}(G, \text{châssis/sol})\| = R \cdot \dot{\theta}_g \text{ et } \|\vec{V}(D, \text{châssis/sol})\| = R \cdot \dot{\theta}_d$$

$$\text{On a donc : } R \cdot \dot{\theta}_g < R \cdot \dot{\theta}_d \Rightarrow \dot{\theta}_g < \dot{\theta}_d \Rightarrow \boxed{\Delta t_{g3} > \Delta t_{d3}}$$

Pour un véhicule à traction avant avec une transmission mécanique, l'organe qui permet de transmettre la puissance à des roues qui ont vitesses de rotation différente est le **pont différentiel** (train épicycloïdal sphérique).



Couple conique et différentiel arrière d'Audi A8 dans leur carter

**Question 25 :** Indiquer une équation reliant  $\Delta t_{d3}$  et  $\Delta t_{g3}$  à d'autres grandeurs présentes sur le **document ressource 6**, qui permette de vérifier le roulement sans glissement en  $D$  et  $G$  entre les roues et le sol. Réaliser l'application numérique et conclure.

On a, d'après les hypothèses de non glissement des roues par rapport au sol :

$$\|\vec{V}(G, \text{châssis/sol})\| = R \cdot \dot{\theta}_g = \frac{2\pi R}{\Delta t_g} \text{ et } \|\vec{V}(D, \text{châssis/sol})\| = R \cdot \dot{\theta}_d = \frac{2\pi R}{\Delta t_d}$$

$$\text{D'où : } \|\vec{IG}\| \|\vec{\Omega}_{ch/sol}\| = \frac{2\pi R}{\Delta t_g} \text{ et } \|\vec{ID}\| \|\vec{\Omega}_{ch/sol}\| = \frac{2\pi R}{\Delta t_d}$$

$$\text{On peut donc écrire : } \frac{\|\vec{IG}\| \|\vec{\Omega}_{ch/sol}\|}{\|\vec{ID}\| \|\vec{\Omega}_{ch/sol}\|} = \frac{\frac{2\pi R}{\Delta t_g}}{\frac{2\pi R}{\Delta t_d}} \Rightarrow \boxed{\frac{\|\vec{IG}\|}{\|\vec{ID}\|} = \frac{\Delta t_d}{\Delta t_g}}$$

Application numérique :

D'après les mesures effectuées sur le document ressource 6, on a :

$$\frac{\|\vec{IG}\|}{\|\vec{ID}\|} = \frac{115}{145} = \frac{145-30}{145} = 1 - \frac{30}{145} \approx 1 - \frac{1}{5} \Rightarrow \boxed{\frac{\|\vec{IG}\|}{\|\vec{ID}\|} = 0,8} \text{ (sans unité).}$$

D'autre part, d'après le document ressource 7, on peut écrire :

$$\frac{\Delta t_d}{\Delta t_g} = \frac{18}{23} = \frac{23-5}{23} = 1 - \frac{5}{23} = 1 - \frac{5}{25-2} = 1 - \frac{5}{25} \frac{1}{1-2/25} \approx 1 - \frac{1}{5} \Rightarrow \boxed{\frac{\Delta t_d}{\Delta t_g} = 0,8} \text{ (sans unité)}$$

Remarque :  $\|\overrightarrow{IG}\| = \sqrt{E^2 + \left(R_b - \frac{a}{2}\right)^2}$  et  $\|\overrightarrow{ID}\| = \sqrt{E^2 + \left(R_b + \frac{a}{2}\right)^2}$  - d'où :  $\frac{\Delta t_d}{\Delta t_g} = \frac{\sqrt{E^2 + \left(R_b - \frac{a}{2}\right)^2}}{\sqrt{E^2 + \left(R_b + \frac{a}{2}\right)^2}}$

**Question 26** : A partir du schéma représentant le véhicule en phase de braquage (**document ressource 6**) indiquer deux relations donnant  $\alpha_d$  puis  $\alpha_g$  en fonction de  $E$ ,  $R_b$ ,  $D$  et  $a$ .

$$\tan \alpha_d = \frac{E}{R_b + \left(\frac{a}{2}\right)} \Rightarrow \alpha_d = \arctan\left(\frac{2E}{2R_b + a}\right) \quad \text{et} \quad \tan \alpha_g = \frac{E}{R_b - \left(\frac{a}{2}\right)} \Rightarrow \alpha_g = \arctan\left(\frac{2E}{2R_b - a}\right)$$

**Question 27** : Indiquer la résolution numérique de chaque codeur lié à l'angle de braquage.

L'étendue de variation de l'angle de braquage est notée  $\Delta\alpha$ . Il correspond au nombre d'intervalles que l'on peut coder à l'aide d'un nombre entier codé en binaire naturel à l'aide de  $n=8$  chiffres (bits) :  $\Delta N = 2^n - 1 = 2^8 - 1$ .

On peut en déduire la résolution numérique des codeurs :  $i = \frac{\Delta\alpha}{\Delta N}$

Application numérique :

On a :  $\Delta\alpha = 63,5^\circ - (-64^\circ) = 127,5^\circ$

$$i = \frac{127,5}{2^8 - 1} = \frac{128 - 0,5}{256 - 1} = \frac{(128 - 0,5)}{2(128 - 0,5)} \Rightarrow i = 0,5^\circ / \text{incr}$$

**Question 28** : Indiquer la valeur de  $\alpha_g$ , en degrés, correspondant à  $\alpha_g = (1100\ 0000)_{BR}$ .

$(g_7 g_6 g_5 g_4 \ g_3 g_2 g_1 g_0)_{BR} = (1100\ 0000)_{BR}$  correspond à :

$(b_7 b_6 b_5 b_4 \ b_3 b_2 b_1 b_0)_{BN} = (1000\ 0000)_{BN}$  (car  $b_i = g_i \oplus g_{i+1} \dots \oplus g_{n-1}$ )

Ce nombre correspond à  $(2^8)_{10} = (128)_{10}$  soit un angle de braquage de  $0^\circ$ .

Remarque :

$(1100\ 0000)_{BR} = (1111\ 1111)_{BN} = (255)_{10}$  qui correspond au débattement angulaire total de  $127,5^\circ$ .  $(128)_{10}$  correspond à un débattement angulaire de  $64^\circ$ .

On obtient ainsi :  $(-64^\circ)_{\text{angle initial}} + (64^\circ)_{\text{angle final}} = 0^\circ$

## IV. Validation des performances de la suspension (Id 1.3.1).

### A. Etude théorique des performances de la suspension.

**Question 29 :** A partir de la forme générale d'un système du deuxième ordre, préciser les valeurs de  $K_s$ ,  $z$  et  $\omega_0$  en fonction de  $k$ ,  $\mu$  et  $M$ .

$$H(p) = \frac{1}{k + \mu \cdot p + M \cdot p^2} \Rightarrow H(p) = \frac{\frac{1}{k}}{1 + \frac{\mu}{k} p + \frac{M}{k} p^2} \text{ sous forme canonique.}$$

On peut identifier les coefficients  $K_s$ ,  $z$  et  $\omega_0$  à partir de la forme canonique :

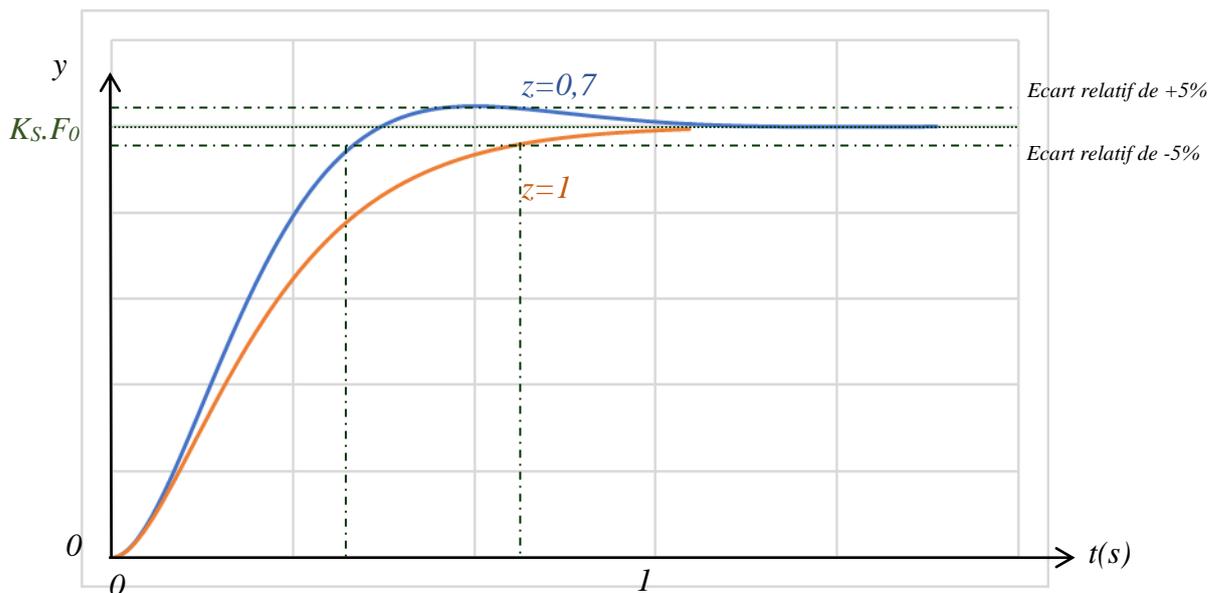
$$H(p) = \frac{K_s}{1 + \frac{2z}{\omega_0} p + \left(\frac{p}{\omega_0}\right)^2}$$

Ce qui donne :  $K_s = \frac{1}{k}$ ,  $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{M}}$  et  $\frac{2z}{\omega_0} = \frac{\mu}{k} \Rightarrow z = \frac{\omega_0 \cdot \mu}{2 \cdot k} \Rightarrow z = \frac{\mu}{2 \cdot \sqrt{k \cdot M}}$

**Question 30 :** Pour une entrée de type échelon d'amplitude  $F_0$ , indiquer l'allure des réponses temporelle souhaitées, pour un temps de réponse à 5% minimum.

L'exigence 1.3.1 (**document ressource 2**) donne une valeur cible pour le facteur d'amortissement de  $z$  de la suspension comprise entre 0,7 et 1 et un temps de réponse à 5% inférieur à  $1s$ .

Pour ces valeurs du facteur d'amortissement, la réponse d'un système du second ordre (de classe 0) à un échelon est pseudopériodique avec un premier dépassement caractérisé par un  $D\%$  compris entre 0% et 5% de  $K_s \cdot F_0$  pour une entrée en échelon et des conditions initiales nulles. La réponse la plus rapide sans dépassement est obtenue pour  $z=1$  et pour  $z=0,7$  pour un dépassement inférieur ou égal à 5%.



Les tracés précédents sont obtenus pour une valeur  $\omega_0$  fixée pour des temps de réponse conformes au cahier des charges.

**Question 31 :** Pour un véhicule à vide ou chargé, calculer numériquement les valeurs théoriques de  $K_s$ ,  $z$  et  $\omega_0$ .

On donne :  $k = 12000 N.m^{-1}$ ,  $\mu = 3800 N.s.m^{-1}$ .

$$\text{ce qui donne : } K_s = \frac{1}{12000} = \frac{100}{12} 10^{-5} = \frac{96+4}{12} 10^{-5} = \left(8 + \frac{1}{3}\right) 10^{-5} \Rightarrow \boxed{K_s = 8,33 \cdot 10^{-5} m.N^{-1}}$$

$$\text{Pour } M = 300 \text{ kg : } \omega_0 = \sqrt{\frac{12000}{300}} = \sqrt{40} = 2\sqrt{10} \approx 2\sqrt{\pi^2} \approx 2,3,14 \Rightarrow \boxed{\omega_0 \approx 6,28 \text{ rad.s}^{-1}}$$

$$z = \frac{3800}{2 \cdot \sqrt{12000 \cdot 300}} = \frac{1900}{\sqrt{4 \cdot 9 \cdot 1000000}} = \frac{1900}{6\sqrt{10 \cdot 100}} \approx \frac{19}{18,9} \Rightarrow \boxed{z \approx 1,00} \text{ (sans unité).}$$

$$\text{Pour } M = 600 \text{ kg : } \omega_0 = \sqrt{\frac{12000}{600}} = \sqrt{20} = 2\sqrt{10} \approx \sqrt{2} \sqrt{\pi^2} \approx 1,4,3,14 \Rightarrow \boxed{\omega_0 \approx 4,40 \text{ rad.s}^{-1}}$$

$$z = \frac{3800}{2 \cdot \sqrt{12000 \cdot 600}} = \frac{1900}{\sqrt{4 \cdot 9 \cdot 2000000}} = \frac{1900}{6\sqrt{20 \cdot 100}} \approx \frac{3 + \frac{1}{6}}{\sqrt{20}} \approx \frac{3,17}{4,4} \Rightarrow \boxed{z \approx 0,72} \text{ (sans unité).}$$

**Question 32 :** À partir de l'abaque du document réponse, déterminer les temps de réponse à 5% théoriques de l'amortisseur pour un véhicule à vide ou chargé. Conclure quant au respect théorique du cahier des charges.

L'abaque donne le temps de réponse réduit  $\omega_0 \cdot t_{R5\%}$  à partir de la valeur du facteur d'amortissement  $z$ . On en déduit la valeur du temps de réponse à 5%  $t_{R5\%}$  à partir de celle due la pulsation libre  $\omega_0$ .

$M$ (kg)	$\omega_0$ (rad.s <sup>-1</sup> )	$z$ (sans unité)	$\omega_0 \cdot t_{R5\%}$ (sans unité)	$t_{R5\%}$ (s)
300	6,3	1,0	5	0,8
600	4,4	0,7	3	0,7

Conclusion :

L'exigence id 1.3.1 impose un temps de réponse à 5% inférieur à 1s. La valeur du temps de réponse à 5% obtenue pour le véhicule non chargé et chargé est conforme.

## B. Etude expérimentale des performances de la suspension.

**Question 33 :** Justifier si l'allure des courbes coïncide avec l'ordre du système.

Le diagramme présente deux asymptotes avec une pente de 0dB/décade à basse fréquence et de pente -40dB/décade à haute fréquence (conforme aux caractéristiques des systèmes du second ordre).

**Question 34 :** Pour un véhicule vide ou chargé, calculer numériquement les valeurs expérimentales de  $K_s$  et de  $\omega_0$ . Conclure.

La valeur du gain statique  $K_s$  est obtenue à l'aide de l'asymptote à basse fréquence :

$$G_{dB} \approx 20 \log(K_s) \Rightarrow K_s \approx 10^{\frac{G_{dB}}{20}} \Rightarrow K_s \approx 10^{\frac{-80}{20}} \Rightarrow \boxed{K_s \approx 10^{-4} m.N^{-1}}$$

La valeur de  $\omega_0$  correspond à la pulsation de l'intersection des asymptotes à haute fréquence et basse fréquence.

Pour  $M=300\text{kg}$ , on a :  $\omega_0 \approx 6,3\text{rad.s}^{-1}$  et pour  $M=600\text{kg}$  :  $\omega_0 \approx 4,4\text{rad.s}^{-1}$ .

Conclusion :

Les valeurs mesurées sont conformes à celles obtenus par la modélisation :

$K_s \approx 0,83.10^{-4}\text{m.N}^{-1}$ , pour  $M=300\text{kg}$  :  $\omega_0 \approx 6,3\text{rad.s}^{-1}$  et pour  $M=600\text{kg}$  :  $\omega_0 \approx 4,4\text{rad.s}^{-1}$ .

## V. Etude de la fabrication du support d'axe mobile (id 1.1.1.2, id 1.2 et id 1.3).

**Question 35 :** Quelles doivent être les propriétés physiques de la pièce « support d'axe mobile », permettant d'assurer un fonctionnement correct du mécanisme.

Le support d'axe mobile est sollicité en flexion et en traction/compression. Il faut un matériau rigide. La rigidité est caractérisée par le module d'Young.

Il doit résister à ces sollicitations sans se déformer plastiquement. Il faut un matériau avec une limite d'élasticité suffisante.

Les sollicitations supportées par la pièce sont répétitives, le matériau doit donc être endurant. Pour un acier, on peut choisir une limite d'endurance ( $\sigma_D$ ) suffisante.

Le support doit résister à son environnement (changements de températures, hydrocarbures, sel, humidité, poussières...). Il doit résister à la corrosion.

**Question 36 :** Dans le cadre d'une fabrication en grande série, quel procédé d'obtention de brut serait plus en rapport avec les caractéristiques demandées à la question précédente ? Expliquer succinctement ce procédé et énoncer les règles de tracé.

Pour obtenir la rigidité suffisante et les formes complexes de la pièce, il faut choisir un alliage métallique. On peut envisager d'obtenir un brut de la pièce :

- Soit par un procédé de fonderie (en moule permanent sous pression),
- Soit par un procédé de mise en forme par déformation plastique.

Pour la déformation plastique, on peut envisager un procédé de forgeage (estampage pour les alliages ferreux). On déforme plastiquement la matière à haute température (comportement viscoplastique) par étapes successives entre un poinçon et une matrice.

L'intérêt principal de ce procédé est d'obtenir une anisotropie des caractéristiques mécaniques, notamment de ductilité, qui permet d'obtenir des caractéristiques optimisées par rapport aux fonctions de la pièce.

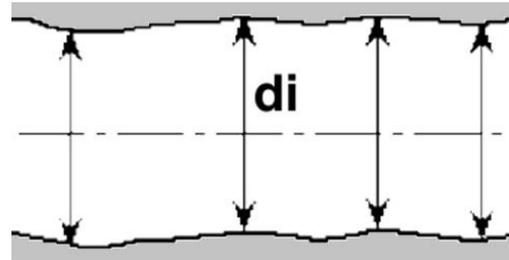
Règles de tracé :

- Plan de joint passant par la plus grande section de la pièce.
- Congés de raccordement : 5mm.
- Dépouilles : 1°.
- Arrondis d'arêtes : 1mm.
- Surépaisseurs d'usinage : 1 à 1,5mm.

Remarque : On peut également envisager d'utiliser un procédé de découpe suivi d'opérations d'emboutissage ou de pliage.

**Question 37 :** A partir des informations du dessin de définition partiel du **document ressource 9**, interpréter la spécification suivante :  $336\pm 0,3$ .

$336\pm 0,3$  désigne l'intervalle dans lequel doivent se situer les dimensions locales  $d_i$  mesurées sur les surfaces réelles réputées planes nominalement distantes de 336mm. Pour être conformes à cette spécification :  $\forall i; d_i \in [335,7; 336,3]$ .



**Question 38 :** A partir des informations du **document ressource 9**, interpréter les trois spécifications suivantes :

Voir les tableaux aux pages 20 et 21.

**Question 39 :** Pour la spécification de perpendicularité, tracer le diagramme de tolérance dynamique en mettant en évidence la zone admissible avec et sans l'exigence du maximum de matière (M).

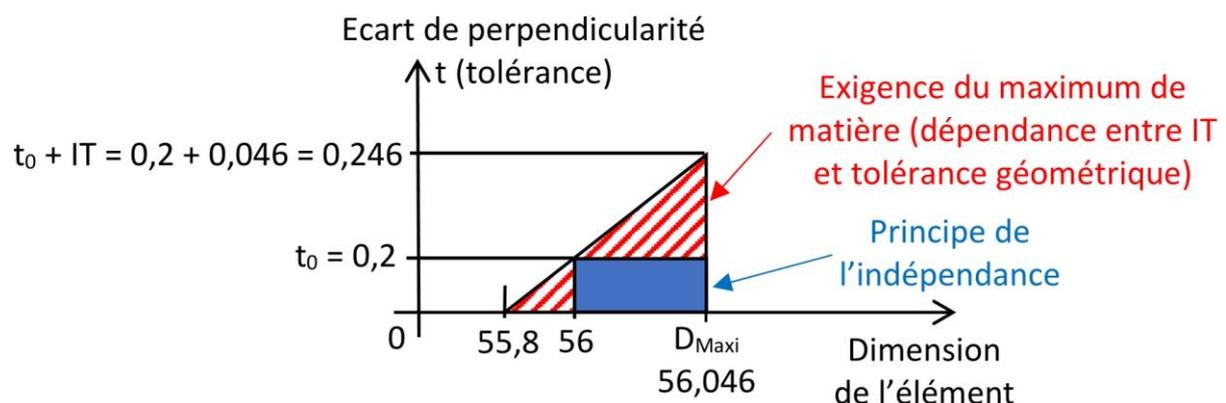
La spécification de perpendicularité donne une tolérance d'orientation  $t_o = 0,2mm$  :

⊥	∅ 0,2 (M)	C
---	-----------	---

La spécification dimensionnelle de l'alésage à considérer est :  $\varnothing 56 H8$ . Elle définit un intervalle compris entre  $D_{mini} = 56,000mm$  et  $D_{maxi} = 56,046mm$ . Cela correspond à un intervalle de tolérance  $IT = 0,046mm$ .

Avec le principe de l'indépendance, les dimensions locales mesurées doivent être comprises dans l'intervalle  $[D_{mini}, D_{maxi}]$  et l'écart de perpendicularité doit être inférieur à  $t_o$ .

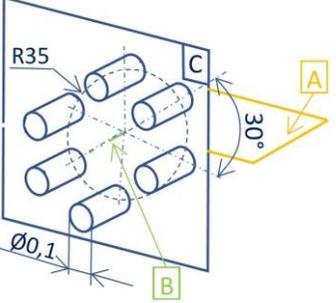
Dans le cas de l'exigence au maximum de matière, la tolérance de perpendicularité peut être augmentée de la valeur de l'intervalle de tolérance IT lorsque l'alésage atteint son état de maximum de matière.



Symbole de spécification		<b>ELEMENTS NON IDEAUX</b> (points, lignes ou surfaces réelles)	<b>ELEMENTS IDEAUX</b> (points, droites ou plans associés)		
<input checked="" type="checkbox"/> Forme	<input type="checkbox"/> Orientation				
<input type="checkbox"/> Position	<input type="checkbox"/> Battement				
<b>Condition de conformité</b> <i>L'élément tolérancé doit se situer tout entier dans la zone de tolérance</i>		<b>Élément(s) tolérancé(s)</b>	<b>Élément(s) de référence</b>	<b>Référence(s) spécifiée(s)</b>	<b>Zone de tolérance</b>
Schéma Extrait du dessin de définition		Unique - <del>Groupe</del>	Unique - Multiple	Simple - Commune - Système	Simple - <del>Composée</del>
0,05 (Planéité)		Surface réputée plane. 			Deux plans parallèles distants de 0,05mm. 
					<b>Contrainte</b> Orientation - Position <b>par rapport à la référence</b>

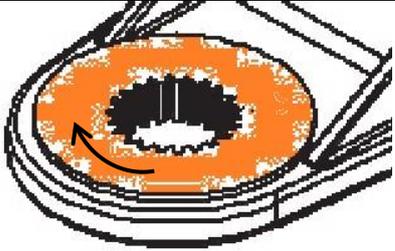
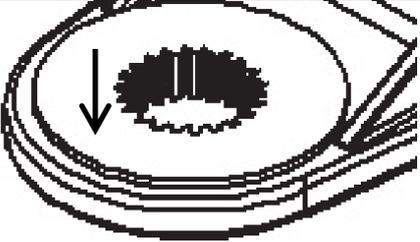
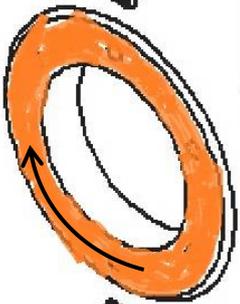
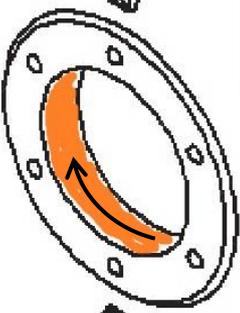
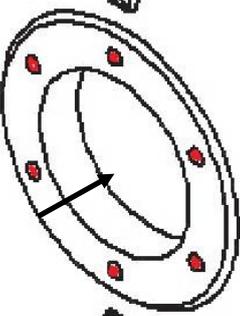
Symbole de spécification		<b>ELEMENTS NON IDEAUX</b> (points, lignes ou surfaces réelles)	<b>ELEMENTS IDEAUX</b> (points, droites ou plans associés)		
<input type="checkbox"/> Forme	<input checked="" type="checkbox"/> Orientation				
<input type="checkbox"/> Position	<input type="checkbox"/> Battement				
<b>Condition de conformité</b> <i>L'élément tolérancé doit se situer tout entier dans la zone de tolérance</i>		<b>Élément(s) tolérancé(s)</b>	<b>Élément(s) de référence</b>	<b>Référence(s) spécifiée(s)</b>	<b>Zone de tolérance</b>
Schéma Extrait du dessin de définition		Unique - <del>Groupe</del>	Unique - <del>Multiple</del>	Simple - <del>Commune</del> - <del>Système</del>	Simple - <del>Composée</del>
Ø 0,2 (M) C (Perpendicularité)		Ligne réputée rectiligne axe réel d'une surface réputée cylindrique 	Surface réputée plane 	Plan C tangent extérieur matière minimisant les écarts max. 	Cylindre de diamètre 0,2mm. 
					Cylindre d'axe normal au plan de référence C. 

<p style="text-align: center;">Symbole de spécification</p> <input type="checkbox"/> Forme <input type="checkbox"/> Orientation <input checked="" type="checkbox"/> Position <input type="checkbox"/> Battement	<b>ELEMENTS NON IDEAUX</b> (points, lignes ou surfaces réelles)		<b>ELEMENTS IDEAUX</b> (points, droites ou plans associés)		
<b>Condition de conformité</b> <i>L'élément tolérancé doit se situer tout entier dans la zone de tolérance</i>	<b>Élément(s) tolérancé(s)</b>	<b>Élément(s) de référence</b>	<b>Référence(s) spécifiée(s)</b>	<b>Zone de tolérance</b>	
Schéma Extrait du dessin de définition	Unique - Groupe	Unique - Multiple	Simple - Commune - Système	Simple - Composée	<b>Contrainte</b> Orientation - Position <b>par rapport à la référence</b>
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: auto;"> <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">⊕</span> <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">∅ 0,1</span> <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">C</span> <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">B</span> <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">A</span> </div> <p style="text-align: center;">(Localisation)</p>	6 axes réels de surfaces réputées hélicoïdales.	C : Surface réputée plane.  B : Surface réputée cylindrique.  A : Deux surfaces réputées planes et parallèles.	C : Plan C tangent extérieur matière minimisant les écarts max.  B : Axe B du plus grand cylindre inscrit à la surface réputée cylindrique, minimisant le défaut de forme et contraint perpendiculaire à C.  A : Plan médian des deux surfaces réputées planes minimisant le critère min-max.	6 cylindres de diamètres 0,1mm.	6 axes de direction normale au plan C placés sur un cercle de rayon 35mm (dans le plan C) d'axe B. Répartition angulaire : 60° sur le cercle. Premier axe à 30° du plan A.



**Question 40 :** Entourer et repérer sur la perspective de la pièce chaque surface ou groupe de surfaces nécessitant un usinage. Indiquer ensuite, pour chaque entité :

- l'outil à utiliser,
- la trajectoire de la partie active de l'outil,
- s'il s'agit d'un travail de forme ou d'enveloppe,
- la machine à utiliser.

	<p>Surface plane. Fraise 2 tailles. Travail d'enveloppe. Centre d'usinage 3 axes.</p>
	<p>Cannelures. Broche. Travail de forme. Machine à brocher.</p>
	<p>Surface plane. Fraise à surfacer. Travail d'enveloppe. Centre d'usinage 3 axes.</p>
	<p>Surface cylindrique (alésage). Fraise 2 tailles (ébauche), barre d'alésage (finition). Travail d'enveloppe. Centre d'usinage 3 axes.</p>
	<p>Surfaces cylindriques (alésages), taraudages. Foret (ébauche), taraud (finition). Travail d'enveloppe (ébauche), d'enveloppe (finition). Centre d'usinage 3 axes.</p>

**Question 41 :** Pour l'ébauche, calculer la fréquence de rotation  $N$  de la broche, la vitesse  $v_f$  de la fraise et la valeur  $a_p$  maximum correspondant à la profondeur de passe compatible avec la puissance disponible pour la coupe.

On a :  $N = \frac{1000V_c}{\pi D}$  avec :

$V_c$  : vitesse de coupe en  $m/min$ .

$N$  : fréquence de rotation en  $tr/min$ .

$D$  : diamètre de la fraise en  $mm$ .

et  $v_f = Z \cdot f_z \cdot N$  avec

$Z$  : nombre de dents.

$f_z$  : avance par dent en  $mm/dent$ .

D'autre part, on a :  $P = \frac{a_p \cdot a_e \cdot v_f \cdot k_c}{6.10^7}$ . On en déduit que :  $a_p = \frac{6.10^7 P}{a_e \cdot v_f \cdot k_c}$  avec :

$P$  : puissance nécessaire pour la coupe en  $kW$ .

$k_c$  : pression spécifique de coupe en  $N.mm^{-2}$ .

$a_p$  : profondeur de passe axiale (engagement axial) en  $mm$ .

$a_e$  : profondeur de passe radiale (engagement radial) en  $mm$ .

Application numérique :

On a :  $V_c = 250m/min$ ,  $D = 90mm$ .

$$N = \frac{1000.250}{\pi.90} \approx \frac{25}{28,3} 10^3 \approx 0,86.10^3$$

$$\Rightarrow N \approx 860tr/min$$

et  $Z = 6$  dents.

$$f_z = 0,25mm/dent.$$

$$v_f = 6.0,25.860 = 1,5.860 \Rightarrow v_f \approx 1290mm/min$$

On a :  $k_c = 2000N.mm^{-2}$ ,  $a_e = 0,8.90 mm$ ,  $P = 12kW$ .

$$a_p = \frac{6.10^7 \cdot 12}{0,8.90.1290.2.10^5} = \frac{6.10^4 \cdot 12}{8.9.1290.2} = \frac{6.10^4 \cdot 6}{6.12.1290} = \frac{10^3}{2.129} = \frac{5.10^2}{129} \approx \frac{10^2}{26} \Rightarrow a_{p \text{ Maxi}} \approx 3,88mm$$

**Question 42 :** La surépaisseur de matière est d'environ  $4mm$ . Indiquer les paramètres de coupe de la passe de finition. Déterminer la puissance nécessaire pour chaque passe et commenter les valeurs obtenues.

On a :  $V_c = 300m/min$  en finition,  $D = 90mm$ .

$$N = \frac{1000.300}{\pi.90} = \frac{1000.10}{\pi.3} \Rightarrow N \approx 1050tr/min$$

On a :  $Z = 6$  dents,  $f_z = 0,15mm/dent$ . On obtient :

$$v_f = 6.0,15.1050 = 6.1,5.105 = 9.105 \Rightarrow v_f \approx 945mm/min$$

La surépaisseur d'usinage est de  $4mm$ . Si, pour l'ébauche, on prend une profondeur de passe de  $3,5$  à  $3,7mm$  ( $< a_{p \text{ Maxi}}$ ). On prend  $a_p \approx 0,3$  à  $0,5mm$  pour la finition. On peut calculer la puissance nécessaire pour cette opération :

$$P = \frac{0,4.0,8.90.945.2000}{6.10^7} = \frac{4.8.9.945.2000}{6.10^7} = \frac{4.8.3.945}{10^5} = \frac{2.8.3.189}{10^4} \approx \frac{2.8.3.19}{10^3} = \frac{912}{10^3}$$

$$\Rightarrow P = 0,912kW (< 12kW). \text{ La puissance disponible à la broche est suffisante.}$$

## VI. Avant-projet de conception (id 1.1.1.2).

**Question 43 :** La solution technique proposée comporte des erreurs de conception ; identifier ces dernières.

Le montage de roulements à rouleaux coniques présenté est un montage en « X ». Pour améliorer la rigidité du montage et donc la précision du guidage de l'alésage (6) par rapport à l'arbre fixe (5) dans un encombrement limité, il est préférable d'utiliser un montage de roulements en « O ».

Le montage utilise un anneau élastique d'alésage pour réaliser l'arrêt axial sur la bague extérieure du roulement de gauche. Cette solution ne permet pas le réglage de la précharge axiale nécessaire à l'utilisation des roulements à rouleaux coniques.

La bague extérieure du roulement de droite, en mouvement de rotation est en contact avec la pièce (4) supposée fixe ce qui engendre des frottements non souhaitables.

Ecrou à encoche (11) : Il n'est pas utile pour un réglage du jeu interne de fonctionnement par précharge dans cette solution de montage en « X ». Le filetage sur l'arbre n'est pas représenté. Il n'y a pas de rondelle à encoches et pas de rainure sur l'arbre pour l'immobiliser en rotation.

**Question 44 :** Justifier le choix de ce type de roulements pour la conception de la liaison pivot.

On souhaite obtenir un guidage en rotation précis et rigide. Le guidage en rotation doit non seulement supporter des efforts radiaux (poids du véhicule) mais aussi des efforts axiaux lorsque le véhicule est en virage (études statique et dynamique). Ce type de roulement présente par ailleurs un rapport « capacité de charge/poids » élevé qui est intéressant pour les applications de transport (véhicules automobiles, avions...).

**Question 45 :** Identifier la nature de la charge principale agissant sur cette liaison pivot. Indiquer, sans les chiffrer, la nature des ajustements des bagues des roulements. Indiquer quelles sont alors les dispositions qui doivent être adoptées pour le montage des roulements dans ce cas ; justifier en la raison.

La charge principale est de nature radiale : Elle est liée au poids du véhicule.

Cette charge est de direction fixe par rapport à l'arbre 5 et tournante par rapport à l'alésage sur la pièce 6. Pour le nouveau montage de roulement en « O », on en déduit la nature des ajustements :

- Entre les bagues intérieures et l'arbre 5 : glissant.
- Entre les bagues extérieures et l'alésage 6 : serré.

L'application de la précharge devra s'effectuer sur les bagues intérieures. Le montage des roulements s'effectue d'abord dans l'alésage (bagues extérieures serrées) puis l'ensemble est monté sur l'arbre (bagues intérieures glissantes).

**Question 46 :** Que doit-on prévoir pour garantir le fonctionnement correct d'une liaison pivot utilisant ce type de roulements ?

Il faut garantir que la moitié des éléments roulants soient chargés. Cette condition est réalisée en appliquant une précharge axiale suffisante. Les roulements à rouleaux coniques doivent être montés par paires et en opposition.

**Question 47** : Réaliser sur le **document réponse** (calque pré-imprimé A4) la liaison pivot entre la fusée mobile 5 et le disque de freinage 6 (**document ressource 13**). Cette solution devra bien corriger les erreurs identifiées précédemment.

Cf. calque réponse.