

DS 08- Citroën AMI

Avec Correction

PTSI

Jeudi 04 juin 2026

Table des matières

I	Présentation du système étudié	2
II	Validation de l'exigence 1.3.2	3
III	Validation de l'exigence 1.3.1	5
IV	Validation de l'exigence 1.3.3	9
V	Contrôle du couple moteur pour valider l'exigence 1.3.3	13
VI	Étude de la fabrication du support d'axe mobile	15

Citröën AMI

I Présentation du système étudié

L'AMI, figure 1, est une voiture sans permis 100 % électrique à deux places du constructeur automobile français Citroën, produite et commercialisée à partir de mai 2020.

Elle permet un déplacement urbain et écologique, puisque sans production de gaz à effet de serre (GES), pour 2 personnes. L'âge de conduite minimum est de 14 ans, l'AMI étant considérée comme un quadricycle léger à moteur.



FIGURE 1 – Voiture AMI

Le fonctionnement général de la voiture est donné sur le document technique DT1. Deux diagrammes SysML sont également fournis pour décrire l'utilisation de l'AMI (figure 2) et définir certaines exigences (figure 3).

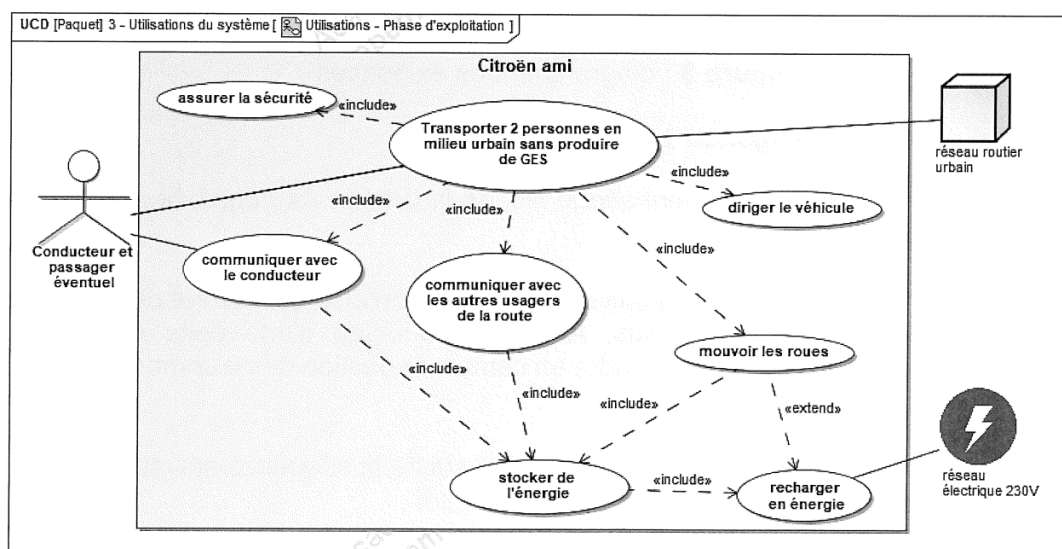
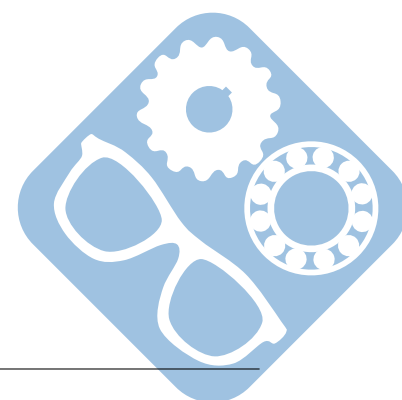


FIGURE 2 – Diagramme des cas d'utilisation



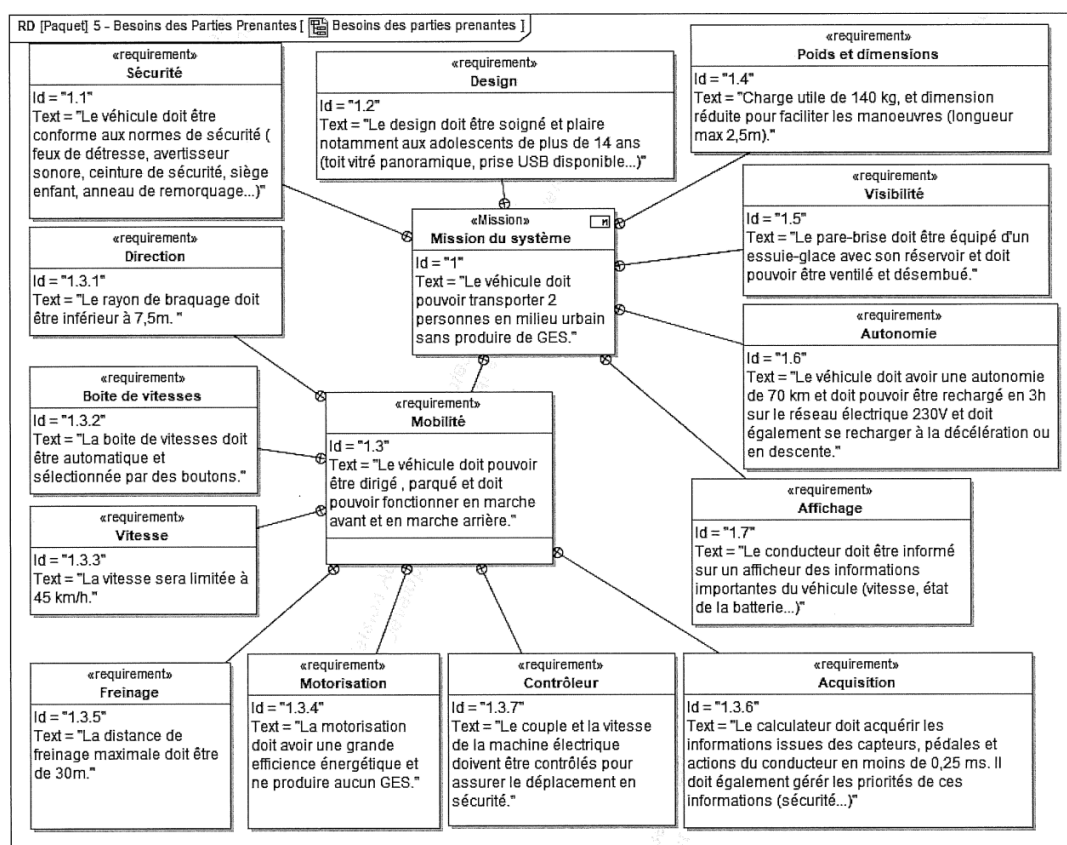


FIGURE 3 – Diagramme des exigences

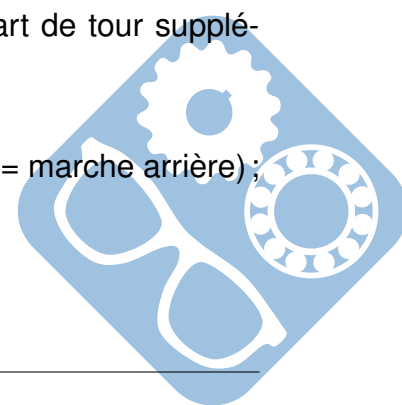
II Validation de l'exigence 1.3.2

Objectif : valider le fonctionnement séquentiel de la Citroën AMI équipée d'une boîte de vitesse automatique.

La mise en route de la Citroën AMI suit une séquence précise qui permet de sécuriser le démarrage du véhicule. De plus, AMI étant équipée d'une boîte de vitesse automatique, il est nécessaire de prendre en compte la gestion de ce composant dans le programme de mise en route.

Afin de démarrer le véhicule, il est nécessaire de suivre la séquence suivante :

- déverrouillage et ouverture des portes avec la clef ;
- déblocage du volant en tournant la clef d'un demi-tour dans le dispositif d'antivol de la colonne de direction ;
- mise en route de l'ordinateur de bord en tournant la clef d'un quart de tour supplémentaire ;
- appui sur le frein à pied ;
- choix de la vitesse de départ (D = marche avant, N = point mort, R = marche arrière) ;
- déverrouillage du frein à main ;
- relâchement du frein à pied ;
- déplacement contrôlé à l'aide de l'accélérateur.



Le diagramme d'état de la figure 4 modélise la séquence précédente accompagnée de tous les autres éléments nécessaires à la mise en route du véhicule. Les différents voyants indiqués dans le diagramme d'états sont présents sur l'afficheur du tableau de bord de la Citroën AMI présenté en figure 5.

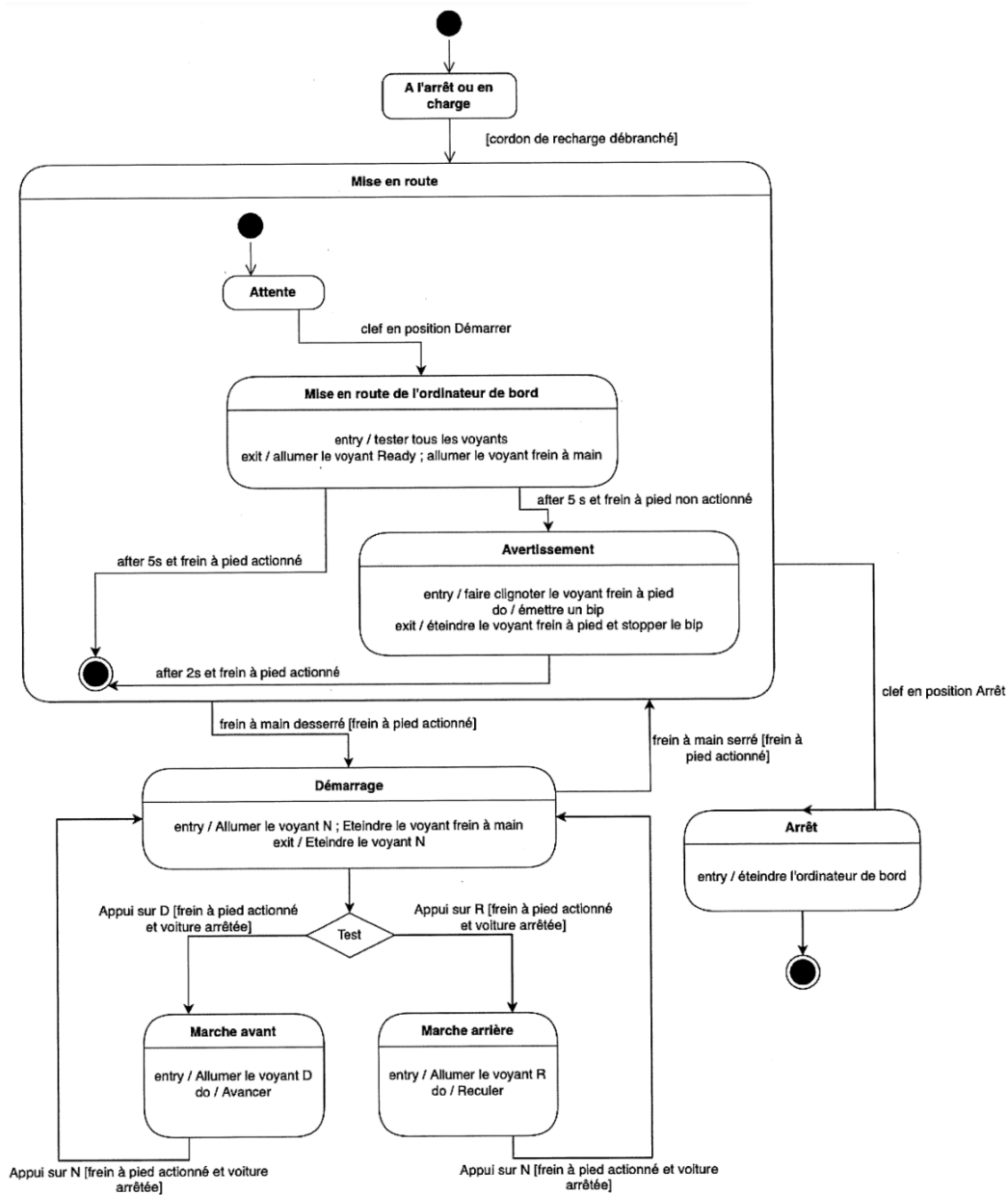
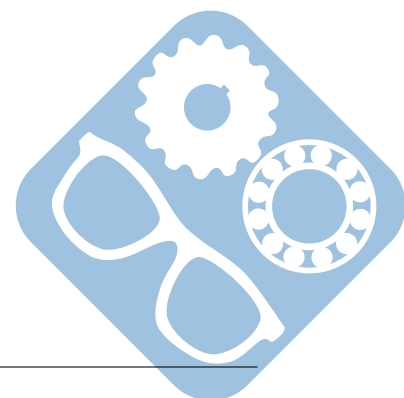


FIGURE 4 – Diagramme d'état de la mise en route de la Citroën AMI



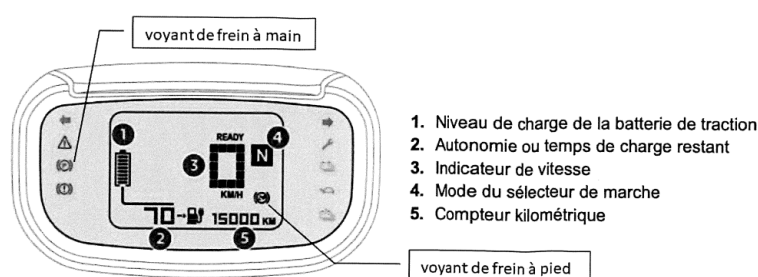


FIGURE 5 – Afficheur du tableau de bord de la Citroën AMI

Question 1 : En supposant l'état « Mise en route de l'ordinateur de bord » actif initialement, compléter les chronogrammes des variables suivantes sur le document-réponse :

- Démarrage ;
- Avertissement ;
- Émettre un bip ;
- Voyant D allumé ;
- Marche avant ;
- Voiture arrêtée.

III Validation de l'exigence 1.3.1

Objectif : réaliser le modèle mécanique de la direction afin de valider la valeur numérique du rayon de braquage de 7,5 m.

La Citroën AMI possède des caractéristiques géométriques intéressantes pour la circulation en ville. Ses faibles dimensions permettent une conduite très efficace en circuit urbain avec un rayon de braquage très faible. Le modèle mécanique de la direction du véhicule est représenté sur le schéma cinématique de la figure 6.

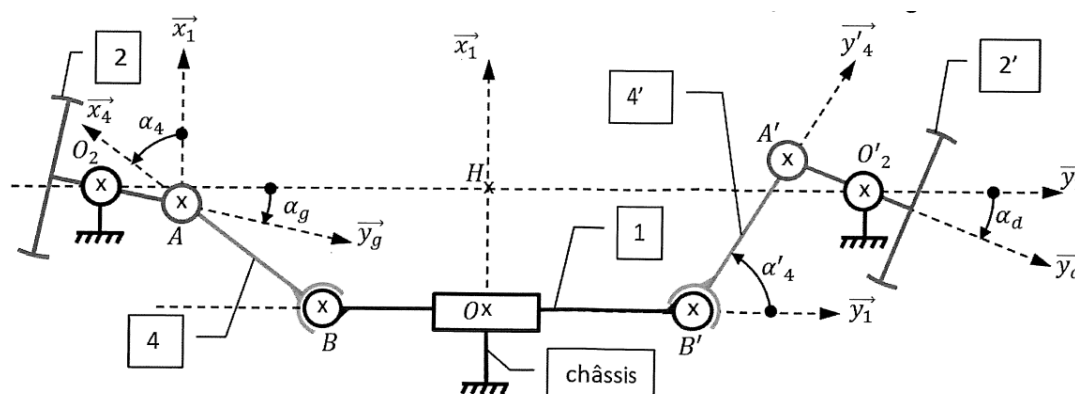


FIGURE 6 – Schéma cinématique de la direction

La crémaillère 1 est reliée à la colonne de direction par l'intermédiaire d'un système pignon crémaillère de rayon 15 mm, l'amplitude de rotation du volant est de 2 tours. La crémaillère 1 est en liaison glissière de direction \vec{y}_1 avec le châssis du véhicule. Les biellettes de direction 4 et 4' sont en liaison sphérique de centre B (respectivement B') avec la crémaillère 1. Elles sont également en liaison pivot d'axe (A, \vec{z}_1) (respectivement (A', \vec{z}_1)) avec

les ensembles roue avant droite 2 et gauche 2'. Les roues avant droite 2 et gauche 2' sont en liaison pivot d'axe (O_2, \vec{z}_1) (respectivement (O'_2, \vec{z}_1)) avec le châssis.

On pose :

$\vec{O}_2\vec{A} = a \cdot \vec{y}_g$	$\vec{AB} = -l \cdot \vec{x}_4$	$\vec{A'B'} = -l' \cdot \vec{y}'_4$
$\vec{O}'_2\vec{A'} = -a \cdot \vec{y}_d$	$\vec{O}_2\vec{O}'_2 = d \cdot \vec{y}_1$	$\vec{BB'} = L \cdot \vec{y}_1$
$\vec{OB} = -y(t) \cdot \vec{y}_1$	$\vec{OH} = e \cdot \vec{x}_1$	$\vec{O}_2\vec{H} = \frac{d}{2} \cdot \vec{y}_1$

Les différentes bases liées aux solides, nécessaires aux calculs, sont repérées par les figures de changement de base de la figure 7.

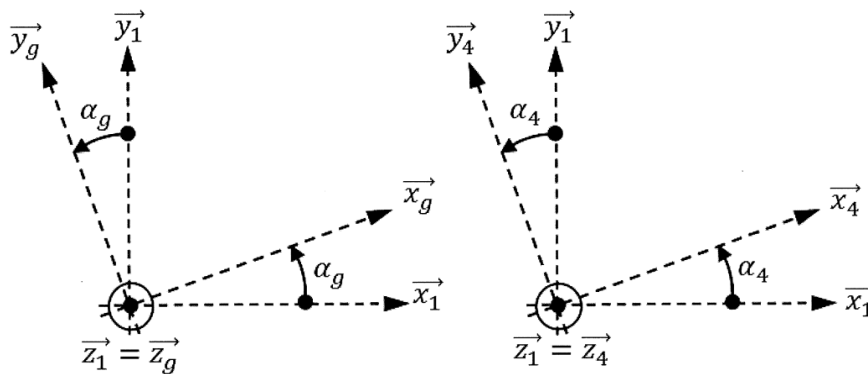


FIGURE 7 – Figures de changement de base

Question 2 : Réaliser le graphe des liaisons du mécanisme de la direction représenté sur la figure 6 en complétant le document-réponse.

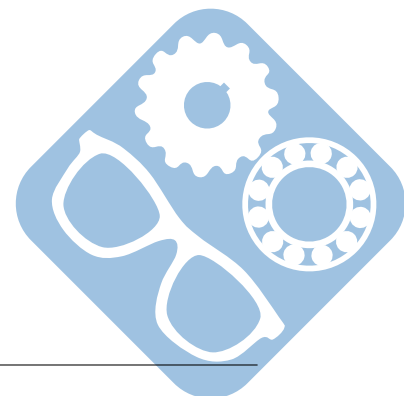
Question 3 : Déterminer le degré d'hyperstatisme du mécanisme.

Question 4 : Proposer une (des) modification(s) de liaison(s) afin de rendre le modèle isostatique.

Question 5 : Écrire la fermeture géométrique vectorielle $\{OBAO_2HO\}$.

Question 6 : Projeter cette équation vectorielle dans la base (\vec{x}_1, \vec{y}_1) afin de déterminer deux équations scalaires reliant les données géométriques du problème.

Question 7 : En déduire l'expression de $y(t)$ en fonction de $\alpha_g(t)$ et des constantes du problème.



L'inversion de cette équation non-linéaire ne peut être facilement réalisée analytiquement. Un modèle numérique permettra de déterminer l'évolution des angles de braquage en fonction d'une rotation à gauche du volant de 1 tour à partir de la position centrale. On se propose d'utiliser un algorithme de résolution par dichotomie pour déterminer l'angle de la roue gauche $\alpha_g(t)$ en fonction du déplacement de la crémaillère $y(t)$. Le pseudo-code du programme répondant à cette problématique est présenté sur le document technique DT3.

Nous considérerons que la position centrale du volant, et donc de la crémaillère, correspond au couple de valeurs : ($\alpha_g = 0^\circ$, $y = 200\text{mm}$). La rotation du volant se fait vers la gauche, pour un tour entier. On rappelle que le rayon du pignon de la crémaillère vaut 15mm.

Question 8 : Indiquer les valeurs de u et v à prendre au début de l'algorithme de dichotomie afin de déterminer α_g pour une rotation du volant d'un tour entier vers la gauche.

Question 9 : Expliquer le rôle de la variable ε dans l'algorithme.

Afin de déterminer toutes les valeurs de α_g lors de la rotation du volant, il faut appliquer l'algorithme de dichotomie successivement pour plusieurs valeurs de y et stocker toutes les valeurs renvoyées.

Question 10 : Indiquer les valeurs extrêmes (y_{\min} , y_{\max}) à prendre pour déterminer toutes les valeurs de α_g lors du déplacement de la crémaillère.

Le résultat de cette simulation numérique permet de tracer l'évolution des angles α_d et α_g en fonction du déplacement de la crémaillère y représentées sur les courbes de la figure 8.

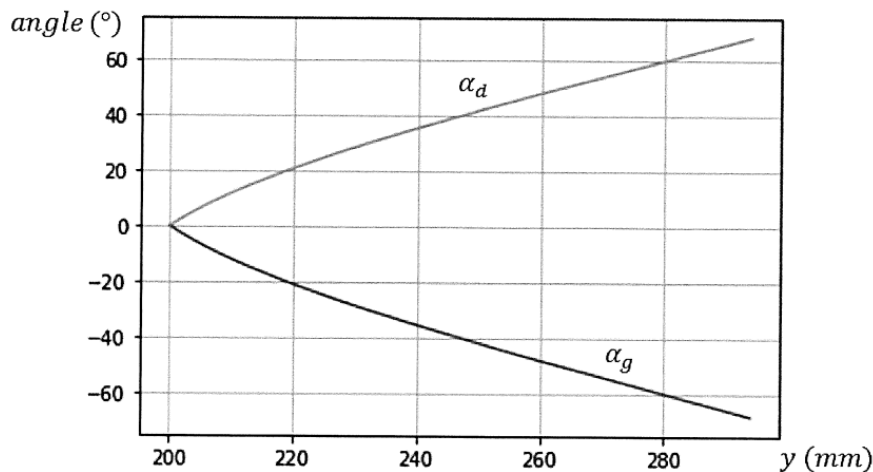
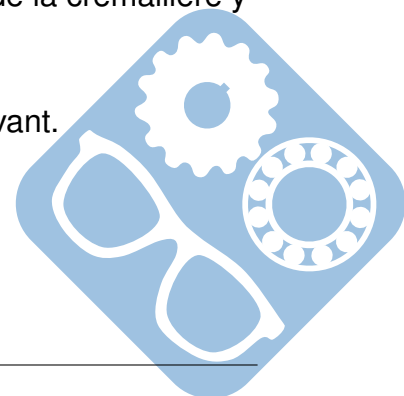


FIGURE 8 – Évolution des angles α_d et α_g en fonction du déplacement de la crémaillère y

Question 11 : Déterminer les angles de braquage maximal des roues avant.



Sur la Citroën AMI, les roues avant sont directrices et motorisées. Lors d'un virage, les vitesses des roues s'adaptent automatiquement afin d'assurer en permanence le roulement sans glissement. Les roues arrières sont non motorisées et non directrices. Un différentiel mécanique permet d'assurer la compatibilité des vitesses de rotation des roues avant avec la condition de roulement sans glissement.

Supposons une prise de virage vers la gauche du véhicule. Le modèle mécanique de cette étude de cas est représenté sur la figure 9.

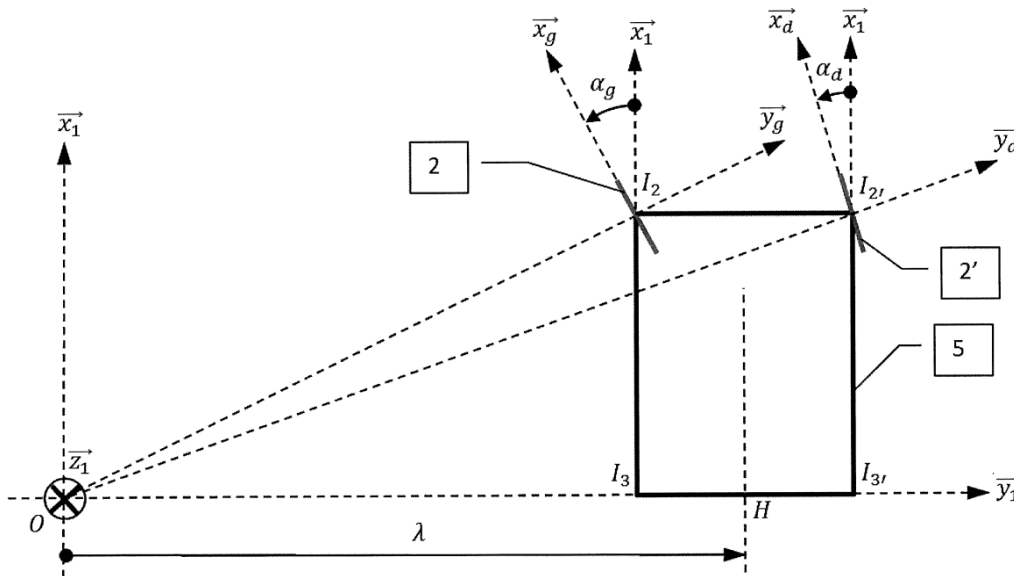


FIGURE 9 – Modèle mécanique pour un virage vers la gauche

Le mouvement de la roue avant gauche par rapport au châssis est modélisé par le torseur cinématique suivant : $\{V_{2/5}\} = \left\{ \begin{array}{c} \omega_g \cdot \vec{y}_g \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{O_2}$ avec ω_g vitesse angulaire de la roue gauche par rapport au châssis 5.

Le mouvement de la roue avant droite par rapport au châssis est modélisé par le torseur cinématique suivant : $\{V_{2'/5}\} = \left\{ \begin{array}{c} \omega_d \cdot \vec{y}_d \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{O_{2'}}$ avec ω_d vitesse angulaire de la roue droite par rapport au châssis 5.

Le mouvement du châssis 5 du véhicule par rapport au sol 0 est représenté par le torseur cinématique suivant : $\{V_{5/0}\} = \left\{ \begin{array}{c} \omega_{50} \cdot \vec{z}_1 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_O$ avec ω_{50} vitesse angulaire du châssis par rapport au sol.

Il s'agit d'une rotation autour du point O. Pour assurer ce virage, le conducteur actionne la colonne direction en orientant les roues avant 2 et 2' d'un angle de braquage α_g et α_d par rapport au châssis.

Il sera supposé dans toute cette partie que la condition de roulement sans glissement est assurée pour tous les points de contact entre les 4 roues et le sol en I_2 , $I_{2'}$, I_3 et $I_{3'}$. Les centres des roues sont notés O_2 , $O_{2'}$, O_3 et $O_{3'}$. Le rayon de braquage du véhicule est la longueur $\|\vec{OH}\| = \lambda$.

On pose :

$\overrightarrow{l_2 l_{2'}} = d \cdot \vec{y}_1$	$\overrightarrow{OH} = \lambda \cdot \vec{y}_1$	$\overrightarrow{l_3 l_{2'}} = L \cdot \vec{x}_1$
$\overrightarrow{l_3 l_{3'}} = d \cdot \vec{y}_1$	$\overrightarrow{l_3 l_2} = L \cdot \vec{x}_1$	$\overrightarrow{H l_{3'}} = \frac{d}{2} \cdot \vec{y}_1$
$\overrightarrow{l_2 O_2} = \overrightarrow{l_{2'} O_{2'}} = -R \cdot \vec{z}_1$	$\overrightarrow{l_3 O_3} = \overrightarrow{l_{3'} O_{3'}} = -R \cdot \vec{z}_1$	$\overrightarrow{l_2 O} = -l \cdot \vec{y}_g, \overrightarrow{l_{2'} O} = -l' \cdot \vec{y}_d$

Avec $L = 1.85$ m et $d = 1.23$ m.

Question 12 : Déterminer $\tan \alpha_g$ et $\tan \alpha_d$ en fonction de d , L et λ .

Question 13 : En déduire les valeurs numériques de α_d et α_g pour assurer un rayon de braquage $\lambda = 7.5$ m. Un tracé de la fonction \tan est disponible sur la figure 16.

Question 14 : Comparer vos résultats aux valeurs déterminées à la question 11 et conclure sur le respect de l'exigence 1.3.1.

Question 15 : En écrivant la condition de roulement sans glissement en l_2 , déterminer l'expression de la vitesse angulaire de la roue avant gauche 2, notée ω_g , en fonction de la vitesse angulaire du véhicule par rapport au sol ω_{50} et des longueurs R et l .

Question 16 : En déduire, sans calcul, l'expression de la vitesse angulaire de la roue avant droite 2', notée ω_d , en fonction de la vitesse angulaire du véhicule par rapport au sol ω_{50} et des longueurs R et l' .

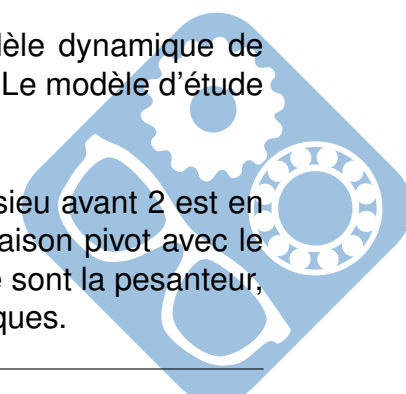
Question 17 : Déterminer alors le rapport des vitesses entre les roues gauche et droite noté $\frac{\omega_g}{\omega_d}$ en fonction de α_d et α_g . Conclure sur le rôle du différentiel pour respecter l'exigence 1.3.1.

IV Validation de l'exigence 1.3.3

Objectif : valider la motorisation sur un trajet en pente et dans une phase d'accélération.

Afin de valider la motorisation, nous proposons d'élaborer un modèle dynamique de l'AMI. L'étude se portera sur un trajet en ligne droite et sur un sol pentu. Le modèle d'étude est proposé sur la figure 10.

L'AMI est modélisée par un châssis 5, équipé de deux essieux. L'essieu avant 2 est en liaison pivot avec le châssis et est motorisé. L'essieu arrière 3 est en liaison pivot avec le châssis et est non motorisé. Les efforts pris en compte dans cette étude sont la pesanteur, l'effort moteur, les frottements sur le sol ainsi que les effets aérodynamiques.



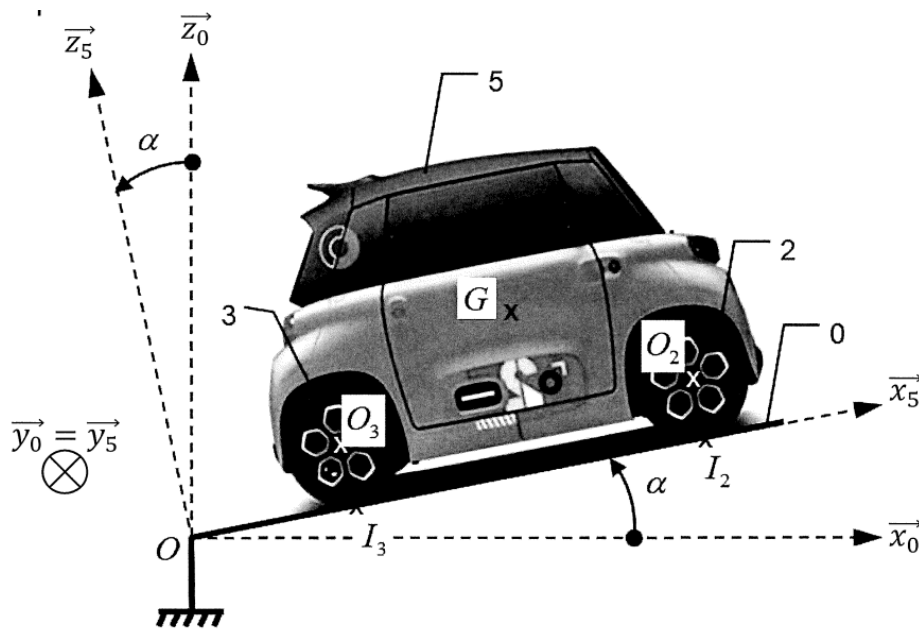


FIGURE 10 – Modèle pour l'étude dynamique de l'AMI

Données :

- le châssis 5 est de masse m_5 , de centre de gravité G ;
- l'essieu avant 2 est de masse m_2 , de centre de gravité O_2 et son moment d'inertie est négligé ;
- l'essieu arrière 3 est de masse m_3 , de centre de gravité O_3 et son moment d'inertie est négligé.

Hypothèses :

- \vec{z}_0 est vertical ascendant ;
- le repère lié au sol $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$ est galiléen ;
- les roues roulent sans glisser sur le sol en I_2 et I_3 ;
- le déplacement du véhicule est suivant $+\vec{x}_5$;
- toutes les liaisons sont parfaites à l'exception du contact entre les roues avant et le sol et la liaison pivot entre l'essieu avant et le châssis.

Le mouvement du véhicule par rapport au sol est imposé par le torseur cinématique suivant : $\{V_{5/0}\} = \left\{ \begin{array}{c} V \cdot \vec{x}_5 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_G$. On note ω_{25} la vitesse angulaire des roues avant par rapport au châssis et ω_{35} la vitesse angulaire des roues arrière par rapport au châssis. Avec dans notre cas, $\omega_{25} = \omega_{35} = \omega$.

Liaison pivot essieu avant / châssis : La liaison pivot entre l'essieu avant et le châssis est considérée non parfaite. L'action de frottement dans cette liaison est modélisé par un couple constant sur l'axe : $\{T_{f \rightarrow 2}\} = \left\{ \begin{array}{c} \vec{0} \\ C_f \cdot \vec{y}_0 \end{array} \right\}_{O_2}$ avec $C_f < 0$.

Contact sol / roues avant : Les contacts au sol des roues avant sont modélisés avec du frottement sec de modèle de Coulomb. Ainsi l'effort de contact entre le sol 0 et l'essieu

avant 2 est modélisé par le torseur suivant : $\{T_{0 \rightarrow 2}\} = \left\{ \begin{array}{c} T_2 \cdot \vec{x}_5 + N_2 \cdot \vec{z}_5 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{I_2}$. Le facteur de frottement entre le sol et les roues est noté μ avec $\mu = 0.9$.

Couple moteur sur les roues avant : L'énergie mécanique de rotation développée par le moteur est transmise à l'essieu avant via la transmission et le différentiel. Le couple moteur exercé par le différentiel sur l'essieu avant est noté C_{roue} . L'effort moteur sur l'essieu avant 2 est donc modélisé par le torseur couple suivant : $\{T_{m \rightarrow 2}\} = \left\{ \begin{array}{c} \vec{0} \\ C_{roue} \cdot \vec{y}_0 \end{array} \right\}_{O_2}$.

Effets aérodynamiques : Les effets aérodynamiques exercent une résistance à l'avancement proportionnelle au carré de la vitesse du véhicule par rapport au sol. Ainsi, cet effort sera modélisé par le torseur suivant : $\{T_{aero \rightarrow (5,2,3)}\} = \left\{ \begin{array}{c} -K \cdot V^2 \cdot \vec{x}_5 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_C$. Le centre de poussée C est tel que $\vec{GC} = c \cdot \vec{z}_5$. Le coefficient K sera considéré constant pendant l'étude.

Le théorème de la résultante dynamique appliqué au véhicule et projeté sur l'axe \vec{x}_5 donne :

$$M \cdot \frac{dV}{dt} = \sum \vec{F} \cdot \vec{x}_5, \text{ avec } M \text{ la masse totale de la voiture.}$$

Le théorème du moment dynamique appliqué à l'essieu avant et projeté sur l'axe \vec{y}_5 donne :

$$\sum \vec{C} \cdot \vec{y}_5 = 0, \text{ l'inertie } J_2 \text{ de l'essieu étant négligée.}$$

L'ensemble des valeurs numériques nécessaires sont portées dans le tableau 1 :

$K = 0.2N \cdot m^{-1} \cdot s^2$	$\alpha = -3^\circ (\sin 3^\circ \approx 0.05)$	$R = 0.275m$
$C_f = -3N \cdot m$	$\mu = 0.9$	$M = m_5 + m_2 + m_3 = 640kg$

TABLEAU 1 – Données numériques

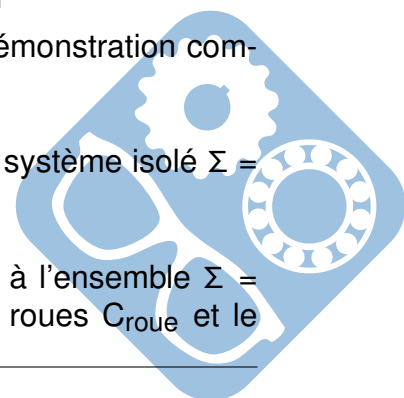
Lors d'un essai sur route, on mesure une vitesse de rotation du moteur de $6694tr \cdot \min^{-1}$ pour une vitesse du véhicule de $45km \cdot h^{-1}$.

Question 18 : Justifier ce résultat à l'aide des données du tableau 1 et de la figure 11 et déterminer la valeur numérique du rapport de la transmission $r = \frac{V}{\omega_{moteur}}$.

Question 19 : En justifiant de l'isolement utilisé, et en effectuant une démonstration complète, montrer que $R \cdot T_2 = C_{roue} + C_f$.

Question 20 : Effectuer le bilan des actions mécaniques extérieures au système isolé $\Sigma = (5, 2, 3)$.

Question 21 : En appliquant le principe fondamental de la dynamique à l'ensemble $\Sigma = (5, 2, 3)$ projeté sur l'axe \vec{x}_5 , déterminer l'expression du couple sur les roues C_{roue} et le



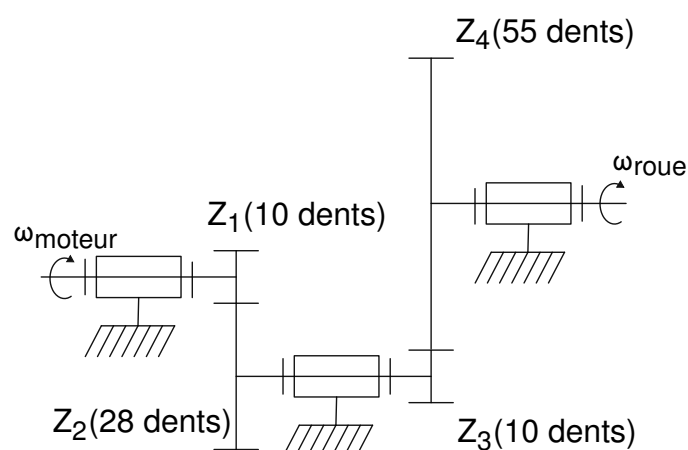


FIGURE 11 – Transmission entre le moteur et la roue

mettre sous la forme $C_{roue} = A \cdot \frac{dV}{dt} + B \cdot V^2 + C$. Déterminer les trois constantes A, B et C en fonction des constantes du problème.

Le modèle dynamique ainsi obtenu, nous cherchons à vérifier la valeur maximale du couple moteur à fournir dans la phase d'accélération. Nous opterons pour une loi de vitesse trapézoïdale théorique suivante (figure 12).

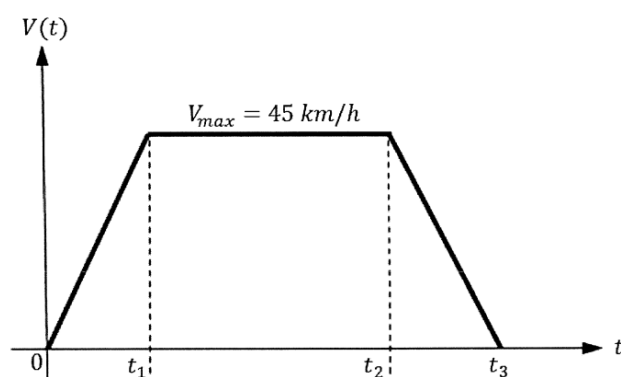


FIGURE 12 – Loi de vitesse trapézoïdale

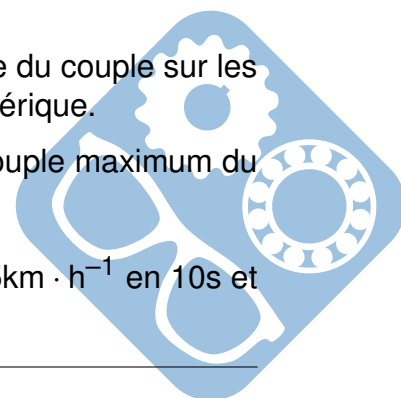
Le constructeur indique que le $0 \rightarrow 45 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ est réalisé en 10s.

Question 22 : Déterminer la valeur de l'accélération du véhicule $\gamma = \frac{dV}{dt}$ dans la première phase du mouvement.

Question 23 : En justifiant l'instant choisi, déterminer la valeur maximale du couple sur les roues C_{roue} à fournir pour suivre la loi de vitesse. Faire l'application numérique.

On suppose que le rendement de la transmission est unitaire et le couple maximum du moteur est de $65 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Question 24 : Conclure sur la capacité du moteur à respecter le $0 \rightarrow 45 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ en 10s et donc à respecter l'exigence 1.3.3.



V Contrôle du couple moteur pour valider l'exigence 1.3.3

Objectif : valider les performances de la boucle de courant pour contrôler la vitesse et le couple du moteur.

C'est le contrôle du couple instantané C_{em} du moteur qui permet de contrôler la vitesse et le couple, y compris en régime transitoire. Ce contrôle est délicat puisqu'il dépend des courants instantanés des 3 phases et de la position du rotor obtenue par le traitement des signaux issus du capteur angulaire.

On préfère alors utiliser une commande plus rapide et plus efficace qui se ramène à l'étude d'un cas diphasé fictif équivalent grâce à un modèle mathématique adapté (transformation de Park) dans le plan « dq » (d pour direct et q pour quadrature).

Afin de minimiser les pertes Joule avec un courant I minimum correspondant à un angle $\psi = 0$, on choisit alors d'asservir le courant $i_d(t)$ à une valeur nulle.

On obtient alors les équations suivantes en négligeant les frottements :

$$V_q(t) = R_{eq} \cdot i_q(t) + L_{eq} \cdot \frac{di_q(t)}{dt} + K_E \cdot \omega_m(t) \quad (\text{équation 1})$$

$$C_{em}(t) = K_T \cdot i_q(t) = J_{eq} \frac{d\omega_m(t)}{dt} \quad (\text{équation 2})$$

Avec :

- L_{eq} (H) : Inductance équivalente d'induit sur l'axe d supposée égale à celle sur l'axe q
- R_{eq} (Ω) : Résistance équivalente d'enroulement statorique
- J_{eq} (kg.m^2) : Inertie équivalente ramenée au rotor moteur
- ω_m (rad.s^{-1}) : vitesse de rotation du rotor
- $C_{em}(t)$ (N.m) : couple électromagnétique supposé égal au couple moteur
- K_E (V.s.rad^{-1}) : constante de fem
- K_T (N.m/A) : constante de couple
- $V_q(t)$ (V) : tension d'alimentation de la phase fictive en quadrature

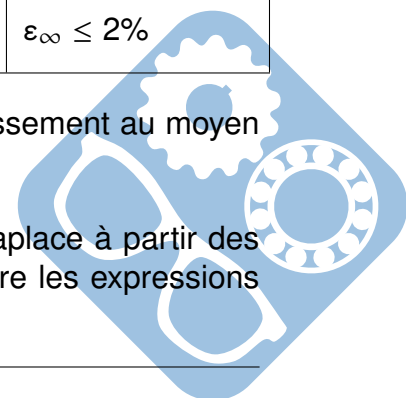
Le schéma de principe de l'asservissement de courant devient celui donné sur la figure 13.

Nous supposons pour la suite que I_d est parfaitement asservi à la valeur $I_{dc} = 0$ et nous nous intéresserons à l'asservissement du courant I_q .

Exigence	Critère	Performance attendue
Précision	Erreur relative en régime permanent vis-à-vis d'un échelon de consigne de valeur I_{qc0}	$\varepsilon_\infty \leq 2\%$

Dans ces conditions, nous pouvons formaliser les boucles d'asservissement au moyen de techniques développées pour les systèmes linéaires.

Question 25 : Exprimer $V_q(p)$ ainsi que $C_{em}(p)$ dans le domaine de Laplace à partir des équations temporelles fournies (équation 1) et (équation 2) et en déduire les expressions de $H_1(p)$ et $H_2(p)$ dans le schéma bloc de la figure 14.



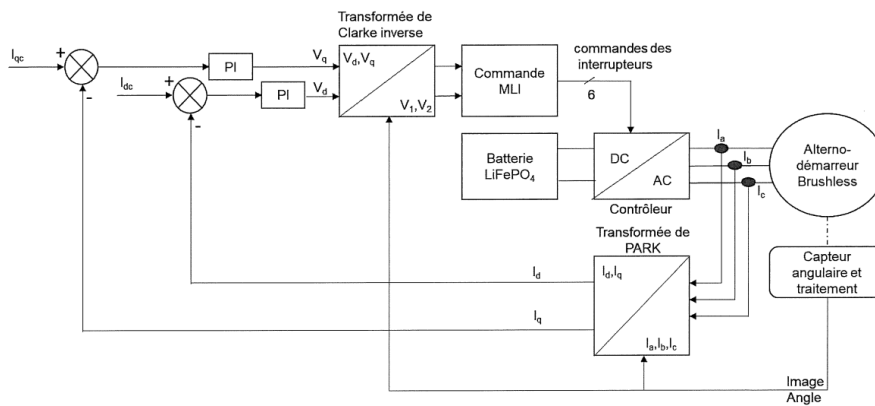


FIGURE 13 – Principe de l’asservissement en courant

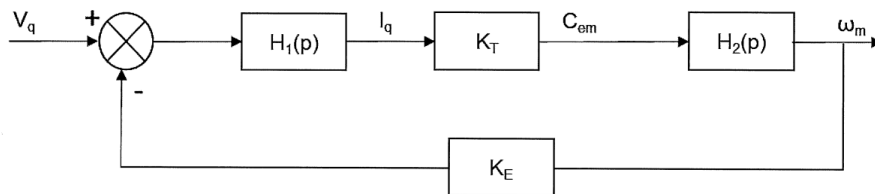


FIGURE 14 – Schéma bloc

Question 26 : En déduire la fonction de transfert $T(p) = \frac{I_q(p)}{V_q(p)}$ sous forme canonique.

Pour la suite des questions, on prendra : $T(p) = \frac{T_0 \cdot p}{\left(1 + \frac{2m}{\omega_0} \cdot p + \frac{p^2}{\omega_0^2}\right)}$ avec $T_0 = 2 \Omega^{-1} \cdot s$.

La boucle d’asservissement de courant se ramène à l’étude du schéma bloc de la figure 15 :

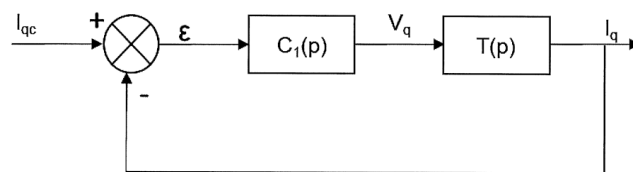
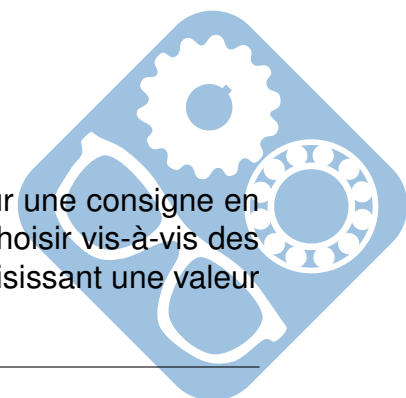


FIGURE 15 – Schéma bloc de l’asservissement en courant

$C_1(p)$ représente le correcteur PI de fonction de transfert :

$$C_1(p) = K_1 \cdot \frac{1 + \tau_i \cdot p}{\tau_i \cdot p}$$

Question 27 : Déterminer l’erreur relative en régime permanent ϵ_∞ pour une consigne en échelon de courant d’amplitude I_{qc0} puis déterminer la valeur de K_1 à choisir vis-à-vis des exigences de l’asservissement de courant en terme de précision en choisissant une valeur de $\tau_i = T_0$.



VI Étude de la fabrication du support d'axe mobile

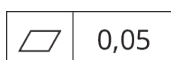
Cette partie a pour objectif de vérifier la faisabilité du support d'axe mobile, dont le dessin de définition, est donné sur le document ressource DT5. Cette pièce intervient dans la réalisation des liaisons pivots et sert également de support au système de suspension. Pour la fabrication du prototype, le brut de la pièce a été obtenu par moulage.

Question 28 : Quelles doivent être les propriétés physiques de la pièce « support d'axe mobile », permettant d'assurer un fonctionnement correct du mécanisme ?

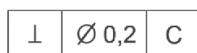
Question 29 : Dans le cadre d'une fabrication en grande série, quel procédé d'obtention de brut serait plus en rapport avec les caractéristiques demandées à la question précédente ? Expliquer succinctement ce procédé et énoncer les règles de tracé.

Question 30 : À partir des informations du dessin de définition partiel du document ressource DT5, interpréter la spécification suivante : 336 ± 0.3 .

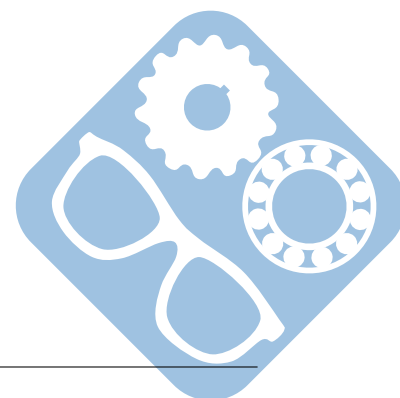
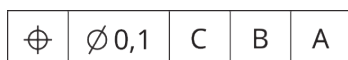
Question 31 : À partir des informations du document DT5, interpréter la spécification suivante.



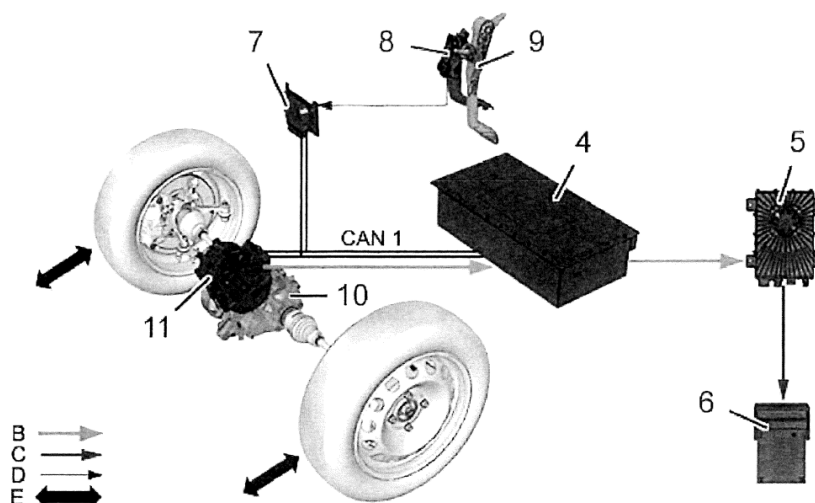
Question 32 : À partir des informations du document DT5, interpréter la spécification suivante.



Question 33 : À partir des informations du document DT5, interpréter la spécification suivante.

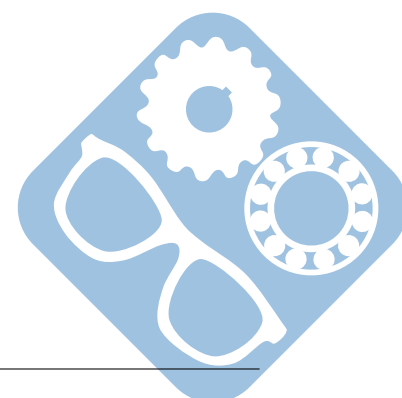
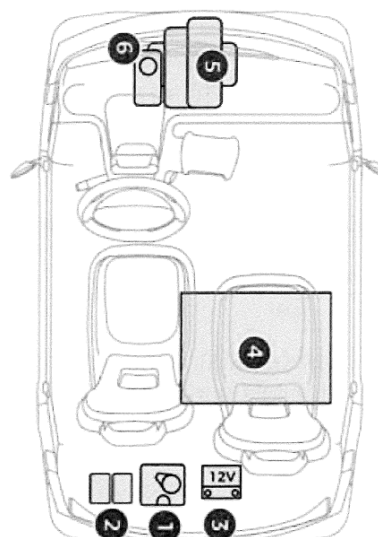


Document technique DT1 : Fonctionnement général de la voiture



<p>B : alimentation du circuit de traction C : tension de charge de la batterie de servitude D : liaison filaire (information des pédales) E : sens de roulage</p> <p>Le calculateur communique via un bus CAN.</p>	<p>4 : batterie de traction 48V 5 : ensemble chargeur embarqué / convertisseur de tension continue 6 : batterie de servitude 12V 7 : calculateur véhicule électrique (BVCU) 8 : pédale de frein 9 : pédale d'accélérateur 10 : réducteur 11 : ensemble onduleur et machine de traction</p>
--	---

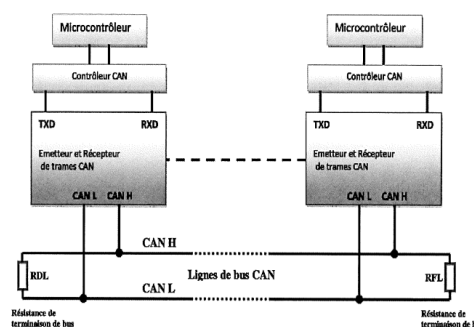
1. Réservoir du liquide de lave-vitre
2. Boîtes à fusibles
3. Batterie 12 V
4. Batterie de traction / Circuit électrique 48 V
5. Moteur électrique
6. Réservoir du liquide de freins



Document technique DT2 : Bus CAN

Le bus CAN est utilisé dans de nombreux domaines, automobile, agricole, industriel, médical. . . Ce bus de terrain est économique et évolutif, sa vitesse de transmission peut atteindre 1 Mbit/s. Dans notre étude elle est de 500 kbit/s.

Chaque équipement connecté, ou « nœud », peut communiquer avec tous les autres.



L'accès au bus CAN suit la technique **CSMA/CD** (écoute de chaque station avant de parler mais pas de tour de parole, résolution des collisions par priorité).

En cas d'émission simultanée de plusieurs stations, l'attribution du bus suit le principe d'arbitrage suivant en comparant bit à bit l'identificateur de leur message (ID) avec celui des messages concurrents.

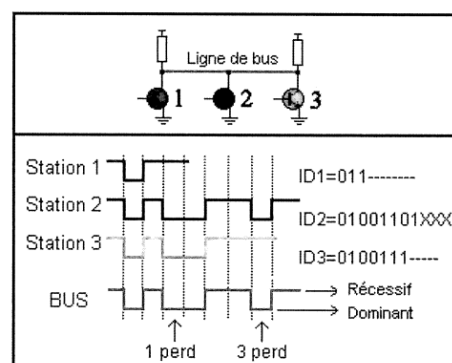
Pour cela les stations sont câblées sur le bus par le principe du "ET câblé".

En cas de conflit, c'est à dire d'émissions simultanées, la valeur 0 d'un émetteur impose le potentiel de bus à « 0 » l'état 1 est « écrasé » . . .

On appelle donc "**état dominant**" l'état logique 0, et "**état récessif**" l'état logique 1.

Lors de l'arbitrage bit à bit, dès qu'une station émettrice se trouve en état récessif et détecte un état dominant, « elle perd » et arrête d'émettre.

Les ID de priorités moins élevée perdent la compétition face à celle qui a la priorité la plus élevée. Tous les perdants deviennent automatiquement des récepteurs du message, et ne tentent à nouveau d'émettre que lorsque le bus se libère. Pour un véhicule par exemple, tout ce qui est lié à la sécurité est de haute priorité par rapport à la climatisation, . . .



Structure Générale d'une trame CAN

SOF	Champ d'arbitrage	Champ de commande	Champ de données	Champ de CRC	ACK	EOF & IFS
1 bit	12 bits	6 bits	de 0 à 64 bits	16 bits	2 bits	7 bits & 3 bits

Les champs sont transmis dans l'ordre du SOF à l'EOF. Dans chaque champ de la trame, les bits sont transmis du plus fort au plus faible.

Une trame de données se compose de 7 champs différents :

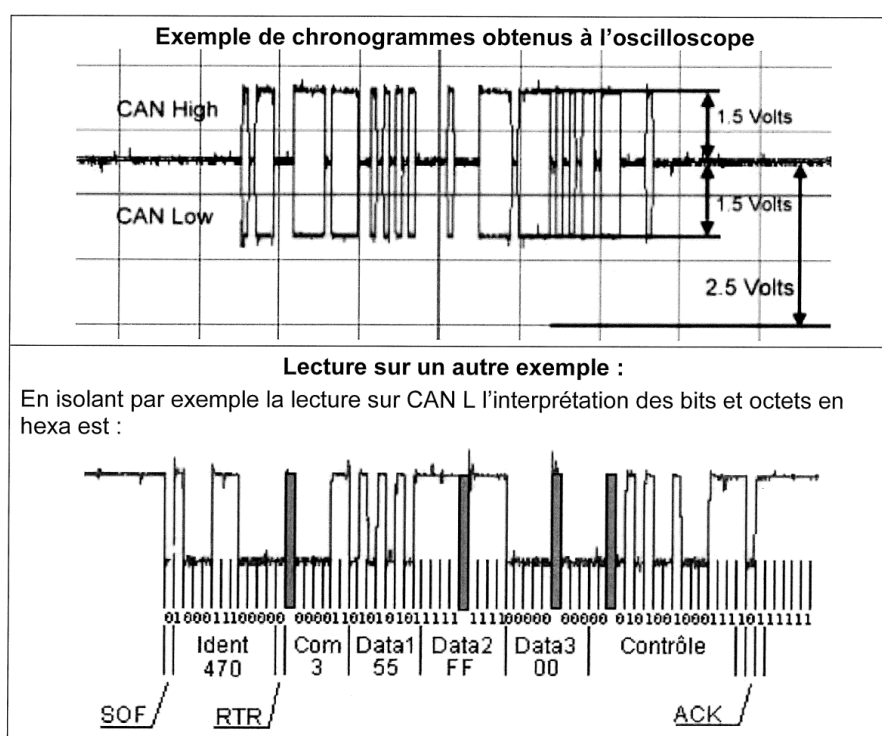
- Le début de trame ou SOF (Start Of Frame) matérialisé par 1 bit dominant (remporte en cas de conflit 0/1),
- Le champ d'arbitrage (identificateur des constituants sur 11 bits) + 1 bit RTR fixe le niveau de priorité du message,
- Le champ de commande (ou de contrôle) composé de 2 bits qui indique l'action (lecture, écriture. . .) et 4 bits indiquant le nombre d'octets de données,

- Le champ de données composé de 0 à 64 bits (de 0 à 8 octets),
- Le champ de CRC composé de 16 bits (contrôle d'erreur) calculé sur les 19 à 101 bits précédents,
- Le champ d'acquiescement ACK composé de 2 bits,
- La fin de trame ou EOF (End of Frame) matérialisée par 7 bits récessifs.
- Pour éviter les perturbations, on ajoute en fin de trame un espace inter frame (IFS) de 3 bits récessifs.

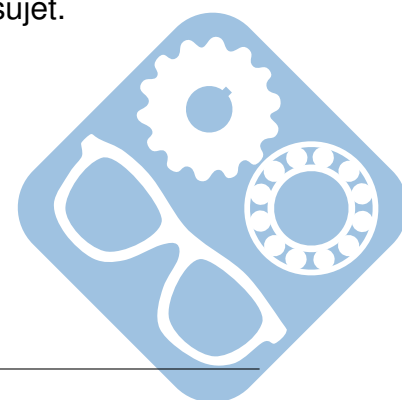
Pour un bus « **CAN HIGH SPEED** » les niveaux sont définis par rapport à 2,5V et sont donnés ci-contre.

En lisant (CANH-CANL) on a donc une image du bit (1 pour 0V et 0 pour 2V).

Niveau	CANH / masse	CANL / masse	CANH - CANL
Récessif ou « 1 »	2,5 V	2,5 V	0 V
Dominant ou « 0 »	3,5 V	1,5 V	2 V



On doit aussi ajouter des bits de stuffing pour éviter des erreurs de transmission, mais pour simplifier, ils ne sont pas à prendre en compte dans les trames du sujet.



Document technique DT3 : Pseudo-code de la résolution par dichotomie

```
1 //definitions des donnees (mm)
2 e <- 200
3 a <- 80
4 d <- 1235
5 l <- 465
6
7 //definitions des variables
8 alpha : flottant
9 y      : flottant
10 eps   : flottant
11
12 //definition de la fonction a annuler
13 f <- (e - a*sin(alpha))^2 + (a*cos(alpha) - d/2 + y)^2 - l^2
14
15 //algorithme de dichotomie
16 eps <- 1
17 Tant que eps > 0.001
18     m <- (u + v) / 2
19     eps <- |v - u|
20     Si (f(u,y)*f(m,y) <= 0) alors
21         v <- m
22     sinon
23         u <- m
24     Fin Si
25 Fin Tant que
```

Document technique DT4 : Fonction tan

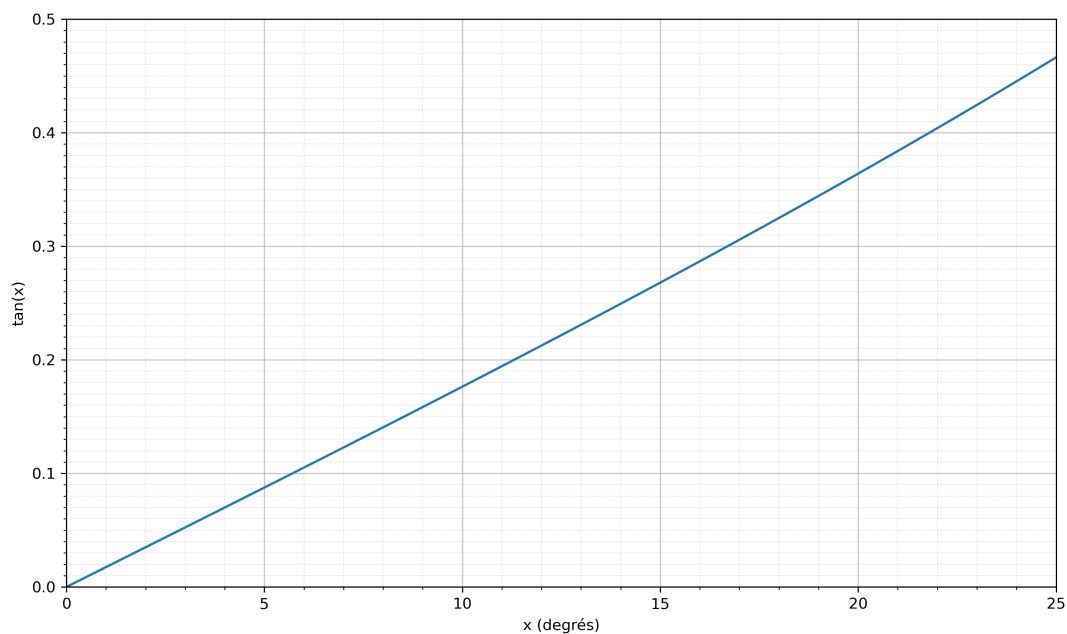
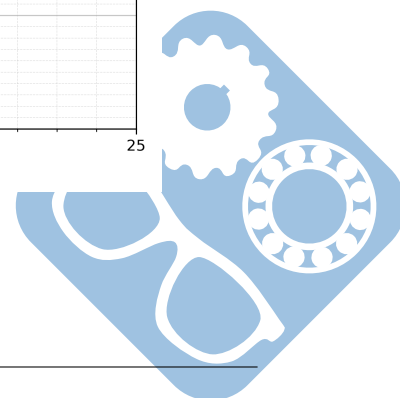


FIGURE 16 – Fonction tan(x)



Document technique DT5 : Dessins du support d'axe mobile et de l'ensemble mobile

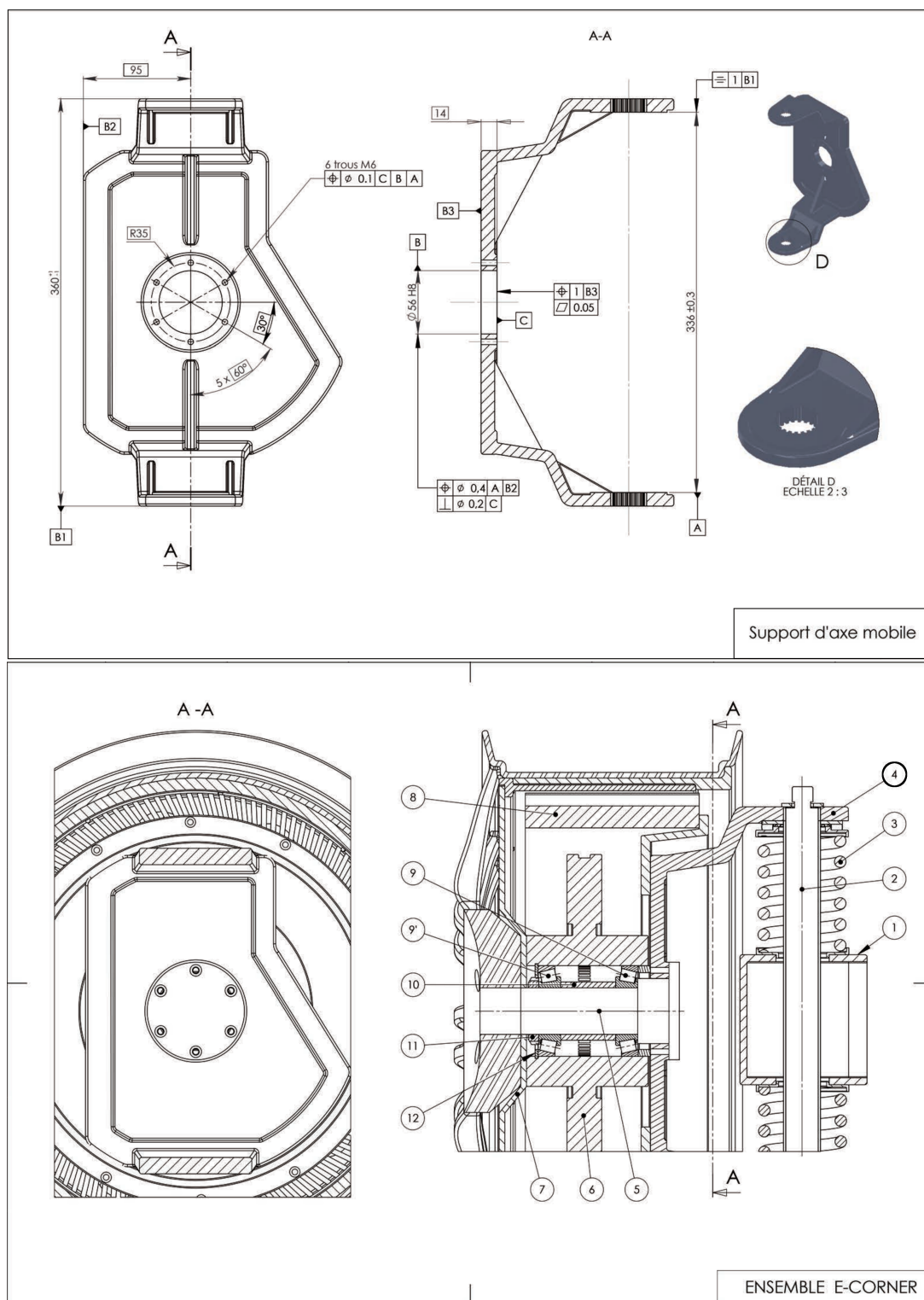
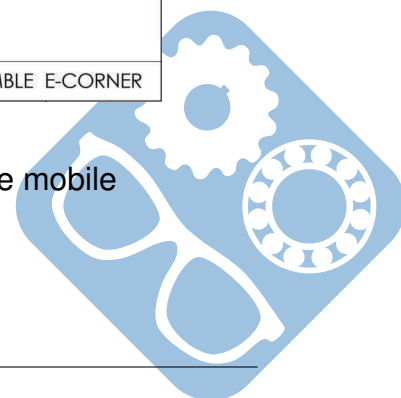
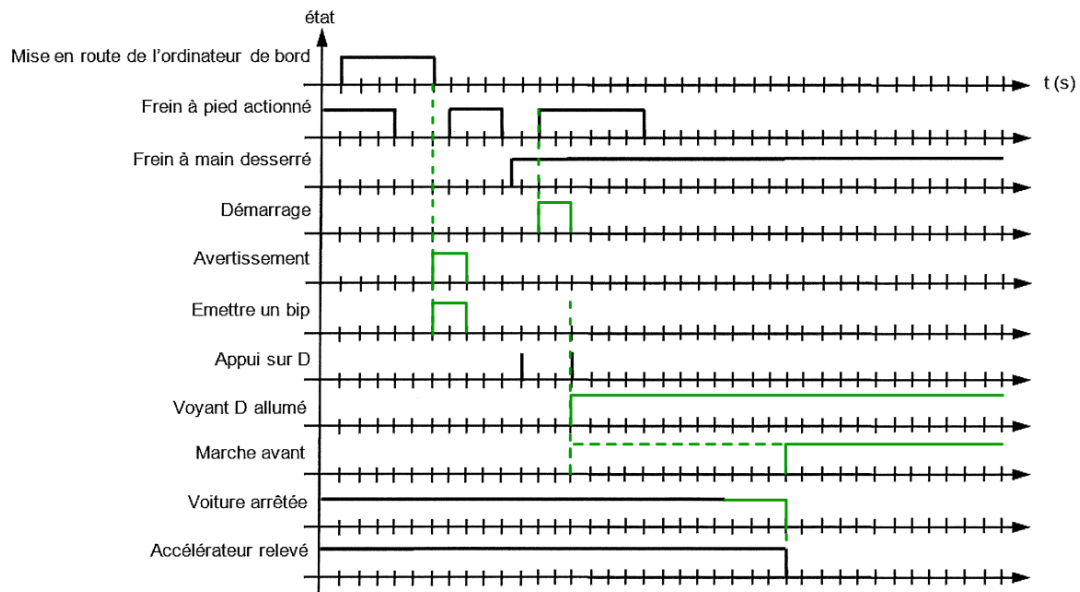


FIGURE 17 – Dessins du support d'axe mobile et de l'ensemble mobile

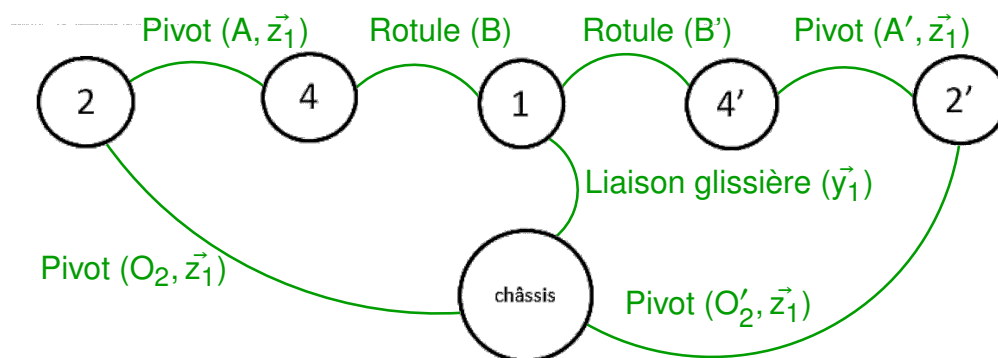
FIN



Question 1 :



Question 2 :



Question 3 :

$$h = N_S - 6(p - 1) + m$$

Avec :

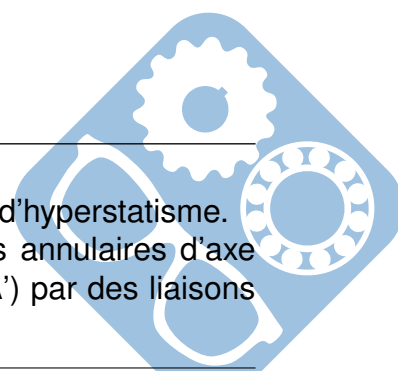
- $p = 6$ pièces (châssis, 1, 2, 2', 4, 4')
- $N_S = 4 \times 5 + 5 + 2 \times 3 = 31$
- $m = 1$

$$h = 31 - 30 + 1 = \boxed{2}$$

Le mécanisme est hyperstatique d'ordre 2.

Question 4 :

Pour rendre le mécanisme isostatique ($h = 0$), il faut supprimer 2 degrés d'hyperstatisme. Remplacer les deux liaisons sphériques (en B ou B') par des linéaires annulaires d'axe (B, \vec{z}_1) (respectivement B', \vec{z}_1), ou remplacer les liaisons pivot (en A ou A') par des liaisons pivot-glissant.



Question 5 :

$$\vec{OB} + \vec{BA} + \vec{AO_2} + \vec{O_2H} + \vec{HO} = \vec{0}$$

$$-y(t) \cdot \vec{y}_1 + l \cdot \vec{x}_4 + (-a \cdot \vec{y}_g) + \frac{d}{2} \cdot \vec{y}_1 + (-e \cdot \vec{x}_1) = \vec{0}$$

Question 6 :

$$\vec{x}_4 = \cos \alpha_g \cdot \vec{x}_1 - \sin \alpha_g \cdot \vec{y}_1$$

$$\vec{y}_g = -\sin \alpha_g \cdot \vec{x}_1 + \cos \alpha_g \cdot \vec{y}_1$$

Projection sur \vec{x}_1 :

$$l \cdot \cos \alpha_g + a \cdot \sin \alpha_g - e = 0$$

Projection sur \vec{y}_1 :

$$-y(t) - l \cdot \sin \alpha_g - a \cdot \cos \alpha_g + \frac{d}{2} = 0$$

Question 7 :

D'après la projection sur \vec{y}_1 :

$$y(t) = \frac{d}{2} - l \sin \alpha_g(t) - a \cos \alpha_g(t)$$

Question 8 :

En tournant vers la gauche, on sait que $-90^\circ < \alpha_g < 0^\circ$.

Ainsi, la solution se trouve entre ces deux valeurs, on peut donc prendre :

$$- u = -90$$

$$- v = 0$$

Question 9 :

$\varepsilon = |u - v|$ est le **critère d'arrêt** (précision) de l'algorithme de dichotomie.

L'algorithme s'arrête quand $\varepsilon \leq 0.001$ (= 0,001 mm dans notre cas), c'est-à-dire quand l'intervalle $[u, v]$ est suffisamment resserré autour de la solution, garantissant une précision de 10^{-3} sur la valeur de α_g .

Question 10 :

Le volant peut faire 1 tour à partir de la position central avec un rayon pour le pignon de la crémaillère de 15mm.

$$- y_{\min} = 200 - 2 \times \pi \times 15 \approx 200 - 90 \approx 110 \text{ mm}$$

$$- y_{\max} = 200 + 90 \approx 290 \text{ mm}$$

Question 11 :

Les angles de braquage maximal sont donc $|\alpha_{\max}| \approx 60$.



Correction

Question 12 :

Par lecture géométrique, on trouve :

$$\tan \alpha_g = \frac{L}{\lambda - d/2}$$

$$\tan \alpha_d = \frac{L}{\lambda + d/2}$$

Question 13 :

Avec $L = 1.85$ m, $d = 1.23$ m, $\lambda = 7.5$ m :

$$\tan \alpha_g = \frac{1.85}{7.5 - 0.615} = \frac{1.85}{6.885} \approx 0.2 + \frac{0.5}{6.885} \approx 0.27$$

$$\alpha_g = \arctan(0.27) \approx \boxed{15^\circ}$$

$$\tan \alpha_d = \frac{1.85}{7.5 + 0.615} = \frac{1.85}{8.115} \approx 0.2 + \frac{0.23}{8.115} \approx 0.23$$

$$\alpha_d = \arctan(0.23) \approx \boxed{13^\circ}$$

Question 14 :

$\alpha_g \approx 15^\circ < 60^\circ$ et $\alpha_d \approx 13^\circ < 60^\circ$ ainsi ils sont compatibles avec l'amplitude du volant.

Question 15 :

Le roulement sans glissement en I_2 implique : $\overrightarrow{V}_{I_2 \in 2/0} = \vec{0}$.

De plus :

$$\overrightarrow{V}_{I_2 \in 5/0} = \overrightarrow{I_2 O} \wedge \overrightarrow{\Omega}_{5/0} = -l \cdot \vec{y}_g \wedge \omega_{50} \cdot \vec{z}_1 = -l \cdot \omega_{50} \cdot \vec{x}_g$$

Et

$$\overrightarrow{V}_{I_2 \in 2/5} = \overrightarrow{I_2 O_2} \wedge \overrightarrow{\Omega}_{2/5} = -R \cdot \vec{z}_1 \wedge \omega_g \cdot \vec{y}_g = R \cdot \omega_g \cdot \vec{x}_g$$

Donc :

$$-l \cdot \omega_{50} + R \cdot \omega_g = 0$$

$$\omega_g = \frac{l \cdot \omega_{50}}{R}$$

Question 16 :

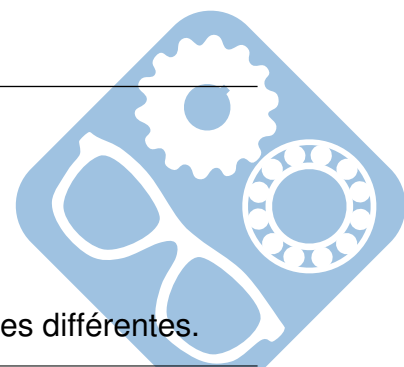
$$\omega_d = \frac{l' \cdot \omega_{50}}{R}$$

Question 17 :

$$\frac{\omega_g}{\omega_d} = \frac{l}{l'} \neq 1 \text{ et } l = \frac{L}{\tan \alpha_g} \text{ et } l' = \frac{L}{\tan \alpha_d}$$

$$\frac{\omega_g}{\omega_d} = \frac{\tan \alpha_d}{\tan \alpha_g}$$

Le rôle du différentiel est de permettre aux roues de tourner à des vitesses différentes.



Question 18 :

$$45 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1} = 45 \times \frac{1000}{60} \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$6694 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1} = 6694 \times 2 \times \text{pirad} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$r = \frac{60 \times 6694 \times 2 \times \text{pi}}{45000} \approx \frac{7500}{60 \times 6694} \approx \frac{75}{60 \times 67} \approx \frac{75 \times 3}{60 \times 200} \approx \frac{75}{4000} \approx \frac{15}{800} \approx 0,02$$

$$r = \frac{V}{\omega_{\text{moteur}}} = \frac{V}{\omega_{\text{roue}}} \cdot \frac{\omega_{\text{roue}}}{\omega_{\text{moteur}}} = R \cdot K_{\text{red}} = 0,275 \cdot \frac{10 \cdot 10}{28 \cdot 55} = \frac{27,5}{28 \cdot 55} \approx \frac{1}{55} \approx 0,02$$

Les deux résultats sont donc cohérents.

Question 19 :

Isoler 2

BAM : $\{T_{0 \rightarrow 2}\}, \{T_f \rightarrow 2\}, \{T_m \rightarrow 2\}, \{T_5 \rightarrow 2\}$.

$$\{T_{0 \rightarrow 2}\} = \left\{ \begin{array}{c} T_2 \cdot \vec{x}_5 + N_2 \cdot \vec{z}_5 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{l_2} = \left\{ \begin{array}{c} T_2 \cdot \vec{x}_5 + N_2 \cdot \vec{z}_5 \\ R \cdot \vec{z}_5 \wedge (T_2 \cdot \vec{x}_5 + N_2 \cdot \vec{z}_5) \end{array} \right\}_{O_2} = \left\{ \begin{array}{c} T_2 \cdot \vec{x}_5 + N_2 \cdot \vec{z}_5 \\ -R \cdot T_2 \cdot \vec{y}_5 \end{array} \right\}_{O_2}$$

Le moment d'inertie de 2 est négligé négligé.

Ainsi,

$$\left\{ \begin{array}{c} T_2 \cdot \vec{x}_5 + N_2 \cdot \vec{z}_5 \\ -R \cdot T_2 \cdot \vec{y}_5 \end{array} \right\}_{O_2} + \left\{ \begin{array}{c} \vec{0} \\ C_{\text{roue}} \cdot \vec{y}_0 \end{array} \right\}_{O_2} + \left\{ \begin{array}{c} \vec{0} \\ C_f \cdot \vec{y}_0 \end{array} \right\}_{O_2} + \left\{ \begin{array}{c} X_{52} \cdot \vec{x}_0 + Y_{52} \cdot \vec{y}_0 + Z_{52} \cdot \vec{z}_0 \\ L_{52} \cdot \vec{x}_0 + N_{52} \cdot \vec{z}_0 \end{array} \right\}_{O_2} = \left\{ \begin{array}{c} \vec{0} \\ \vec{0} \end{array} \right\}$$

En projetant sur $\vec{y}_0 = \vec{y}_5$, on trouve bien $R \cdot T_2 = C_{\text{roue}} + C_f$.

Question 20 :

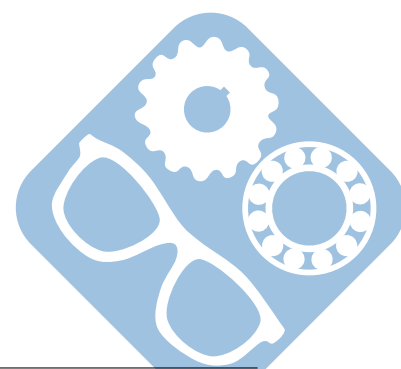
Actions extérieures sur $\Sigma = (5, 2, 3)$:

1. **Pesanteur** : $\{T_{g \rightarrow \Sigma}\} = \left\{ \begin{array}{c} -M \cdot \vec{g} \cdot \vec{z}_0 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_G$

2. **Contact sol / roues avant** (en l_2) : $\{T_{0 \rightarrow 2}\} = \left\{ \begin{array}{c} T_2 \cdot \vec{x}_5 + N_2 \cdot \vec{z}_5 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{l_2}$

3. **Contact sol / roues arrière** (en l_3) : $\{T_{0 \rightarrow 3}\} = \left\{ \begin{array}{c} N_3 \cdot \vec{z}_5 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{l_3}$

4. **Effort aérodynamique** (en C) : $\{T_{\text{aero} \rightarrow \Sigma}\} = \left\{ \begin{array}{c} -K \cdot V^2 \cdot \vec{x}_5 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_C$



Question 21 :

$$\vec{F}_{g \rightarrow \Sigma} = -M \cdot g \cdot \vec{z}_0 = -M \cdot g \cdot (\cos \alpha \cdot \vec{z}_5 - \sin \alpha \cdot \vec{z}_5)$$

En appliquant le théorème de la résultante dynamique, projeté sur \vec{x}_5 , sur $\Sigma = (5, 2, 3)$ et en sachant que $R \cdot T_2 = C_{roue} + C_f$, on a :

$$M \frac{dV}{dt} = Mg \sin \alpha - KV^2 + \frac{C_{roue} + C_f}{R}$$

$$C_{roue} = -R \cdot M_{eq} \frac{dV}{dt} + RKV^2 - RMg \sin \alpha - C_f$$

$$C_{roue} = A \frac{dV}{dt} + BV^2 + C$$

avec :

- $A = R \cdot M = 0.275 \times 640 \approx 176 \text{ kg} \cdot \text{m}$
- $B = R \cdot K = 0.275 \times 0.2 = 0.055 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-2}$
- $C = -R \cdot M \cdot g \sin \alpha - C_f = -0.275 \times 640 \times 9.81 \times \sin(-3^\circ) - (-3)$
 $= 0.275 \times 640 \times 9.81 \times (0.05) + 3 \approx 176 \times 10 \times 0.05 + 3 \approx 88 + 3 \approx 91 \text{ N} \cdot \text{m}$

Question 22 :

Le constructeur indique que le $0 \rightarrow 45 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ est réalisé en 10s :

$$\gamma = \frac{\Delta V}{\Delta t} = \frac{45/3.6}{10} = \frac{12.5}{10} = 1.25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Question 23 :

Le couple est maximum à la fin de la phase d'accélération ($t = t_1$) car :

- Le terme $B \cdot V^2$ (aérodynamique) augmente si V augmente,
- Le terme $A \cdot dV/dt$ est maximum et constant pendant toute la phase d'accélération,
- C est constant.

$$A = 176 \quad B = 0.055 \quad C = 91$$

$$dV/dt = 1.25$$

$$V = 12.5$$

$$\text{On a alors } C_{roue} = 176 \times 1.25 + 0.055 \times 12.5^2 + 91 \approx 176 + 44 + 0.625 \times 12.5 + 91 \approx 311 + 7.5 \approx 318.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Question 24 :

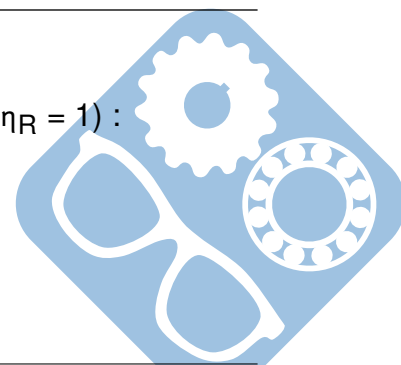
Couple moteur maximum disponible : $C_{em,max} = 65 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Couple disponible sur les roues (avec le rapport de réduction $r = 1/15.4$, $\eta_R = 1$) :

$$C_{roue,disponible} = \frac{C_{em,max}}{r} = 65 \times 15.4 = \boxed{1001 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

On a $C_{roue,disponible} = 1001 \text{ N} \cdot \text{m} \gg C_{roue,max} = 318.5 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Le moteur est suffisant pour cette pente.



Question 25 :**Transformée de Laplace :**

$$\text{Équation 1 : } V_q(p) = R_{eq} \cdot I_q(p) + L_{eq} \cdot p \cdot I_q(p) + K_E \cdot \Omega_m(p)$$

$$V_q(p) = (R_{eq} + L_{eq} \cdot p) \cdot I_q(p) + K_E \cdot \Omega_m(p)$$

$$\text{Équation 2 : } C_{em}(p) = K_T \cdot I_q(p) = J_{eq} \cdot p \cdot \Omega_m(p)$$

Identification dans le schéma bloc (figure 14) :

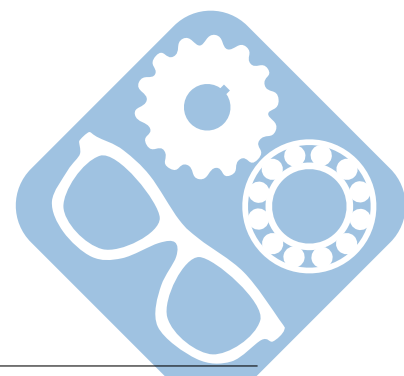
$$H_1(p) = \frac{I_q(p)}{V_q(p) - K_E \Omega_m(p)} = \frac{1}{R_{eq} + L_{eq} \cdot p} = \frac{1/R_{eq}}{1 + \frac{L_{eq}}{R_{eq}} \cdot p}$$

$$H_2(p) = \frac{\Omega_m(p)}{C_{em}(p)} = \frac{1}{J_{eq} \cdot p}$$

Question 26 :

En bouclant avec le retour K_E :

$$\begin{aligned} T(p) &= \frac{H_1(p)}{1 + H_1(p) \cdot K_T \cdot H_2(p) \cdot K_E} \\ &= \frac{1}{1 + \frac{R_{eq} + L_{eq}p}{K_T \cdot K_E} \cdot (R_{eq} + L_{eq}p) \cdot J_{eq} \cdot p} \\ &= \frac{J_{eq} \cdot p}{(R_{eq} + L_{eq}p) \cdot J_{eq} \cdot p + K_T K_E} \\ &= \frac{J_{eq} \cdot p}{L_{eq} J_{eq} p^2 + R_{eq} J_{eq} p + K_T K_E} \end{aligned}$$



Question 27 :

Fonction de transfert en boucle ouverte :

$$FTBO(p) = C_1(p) \cdot T(p) = K_1 \frac{1 + \tau_i p}{\tau_i p} \cdot \frac{T_0 p}{1 + \frac{2m}{\omega_0} p + \frac{p^2}{\omega_0^2}}$$

Avec $\tau_i = T_0$:

$$FTBO(p) = K_1 \frac{1 + T_0 p}{T_0 p} \cdot \frac{T_0 p}{1 + \frac{2m}{\omega_0} p + \frac{p^2}{\omega_0^2}} = \frac{K_1(1 + T_0 p)}{1 + \frac{2m}{\omega_0} p + \frac{p^2}{\omega_0^2}}$$

Erreur en régime permanent (échelon) :

$$\varepsilon_\infty = \frac{l_{qc0}}{1 + FTBO(0)}$$

où $FTBO(0) = K_1$ (gain statique en boucle ouverte).

Erreur relative :

$$\varepsilon_{\infty,rel} = \frac{1}{1 + K_1}$$

Pour satisfaire $\varepsilon_\infty \leq 2\%$:

$$\frac{1}{1 + K_1} \leq 0.02 \Rightarrow 1 + K_1 \geq 50 \Rightarrow \boxed{K_1 \geq 49}$$

Question 28 :

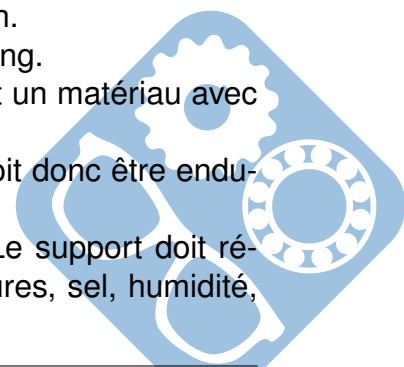
Le support d'axe mobile est sollicité en flexion et en traction/compression.

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



Question 29 :

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 :


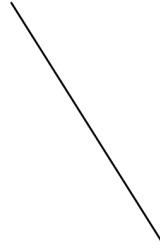

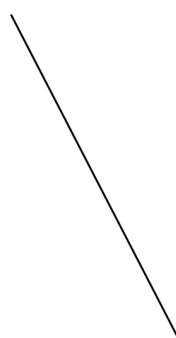
- Plan de joint passant par la plus grande section de la pièce.
- Congés de raccordement : 5mm.
- Dépouilles : 1°.
- Arrondis d'arêtes : 1mm.
- Surépaisseurs d'usinage : 1 à 1,5mm.





Question 30 :

336 ± 0.3 désigne l'intervalle dans lequel doivent se situer les dimensions locales de mesurées sur les surfaces réelles réputées planes nominalement distantes de 336mm. Pour être conformes à cette spécification : $\forall di \in [335.7; 336.3]$.



Questions 31 32 :

ELEMENTS NON IDEAUX (points, lignes ou surfaces réelles)		ELEMENTS IDEAUX (points, droites ou plans associés)		
<p>Condition de conformité L'élément tolérancé doit se situer tout entier dans la zone de tolérance</p> <p>Extrait du dessin de définition</p> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block;"> <input type="checkbox"/> 0,05 (Planéité) </div>	<p>Élément(s) tolérancé(s)</p> <p>Unique - Groupe</p> <p>Surface réputée plane.</p> 	<p>Élément(s) de référence</p> <p>Unique - Multiple</p> 	<p>Référence(s) spécifiée(s)</p> <p>Simple - Commune - Système</p> <p>Simple - Composée</p> <p>Deux plans parallèles distants de 0,05mm.</p> 	<p>Zone de tolérance</p> <p>Contrainte Orientation - Position par rapport à la référence</p> 

ELEMENTS NON IDEAUX (points, lignes ou surfaces réelles)		ELEMENTS IDEAUX (points, droites ou plans associés)			
<p>Condition de conformité L'élément tolérancé doit se situer tout entier dans la zone de tolérance</p> <p>Extrait du dessin de définition</p> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block;"> <input type="checkbox"/> 0,2 C (Perpendicularité) </div>	<p>Élément(s) tolérancé(s)</p> <p>Unique - Groupe</p> <p>Ligne réputée rectiligne axe réel d'une surface réputée cylindrique</p> 	<p>Élément(s) de référence</p> <p>Unique - Multiple</p> <p>Surface réputée plane</p> 	<p>Référence(s) spécifiée(s)</p> <p>Simple - Commune - Système</p> <p>Plan C tangent extérieur matière minimisant les écarts max.</p> 	<p>Zone de tolérance</p> <p>Contrainte Orientation - Position par rapport à la référence</p> <p>Simple - Composée</p> <p>Cylindre de diamètre 0,2mm.</p> 	<p>Zone de tolérance</p> <p>Contrainte Orientation - Position par rapport à la référence</p> <p>Cylindre d'axe normal au plan de référence C.</p> 