

DS 07- Fauteuil GUS

Avec Correction

PTSI

Samedi 17 mai 2025

Table des matières

| | | |
|------------|---|-----------|
| I | Mise en situation et contexte de l'étude | 2 |
| II | Étude de la motorisation du GUS | 5 |
| III | Approche MBD - Model Based Design : Conception basée sur le modèle | 9 |
| IV | Amélioration du confort du passager | 13 |
| V | Étude du principe de stabilisation du GUS | 16 |
| VI | Identification des versions du GUS | 20 |
| VII | Synthèse sur l'étude – Conclusion générale | 22 |

Fauteuil GUS

I Mise en situation et contexte de l'étude

Objectif : S'approprier le contexte de l'étude et établir un modèle de comportement du système.

I.1 Gus : Une révolution dans le déplacement

Depuis plus de six ans la société OPUS TECHNOLOGIES conçoit, met au point et fabrique un fauteuil électrique particulièrement innovant, appelé GUS, acronyme de Gyropode Utilitaire et Sportif, figure 2.

Son design, son principe de fonctionnement basé sur une solution de type Gyropode et sa maniabilité sont pensés pour modifier le regard de chacun sur les handicapés en fauteuil roulant et plus généralement le regard que nous portons sur le handicap.

Le GUS est fabriqué en France. 80 % de ses composants sont d'origine Française et une part significative des opérations nécessaires à sa fabrication est réalisée par des personnes en situation de handicap, ce qui représente une réelle fierté pour l'entreprise.



FIGURE 1 – Personne utilisant le fauteuil GUS

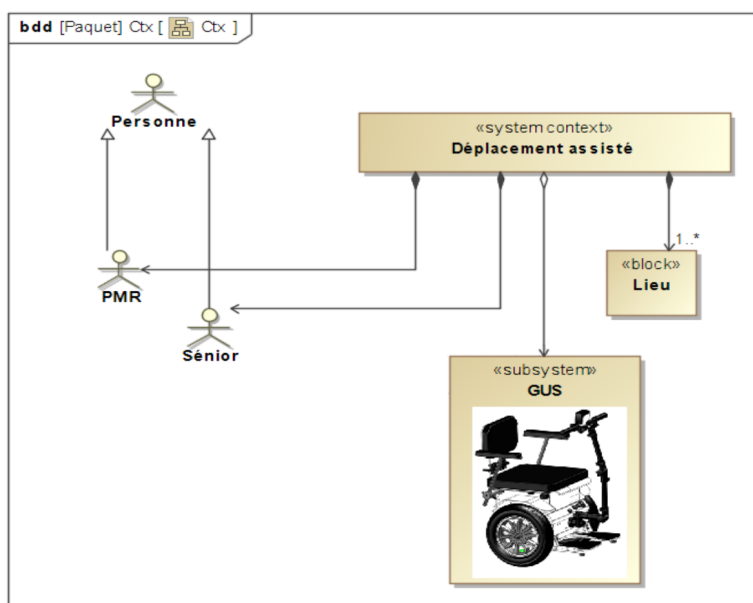
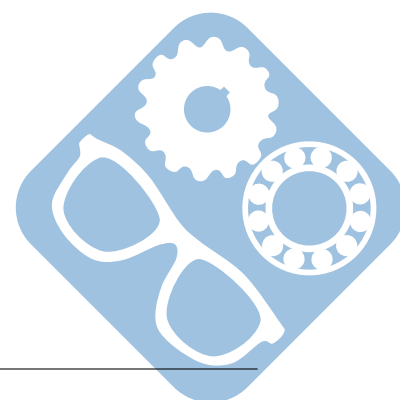


FIGURE 2 – Diagramme de contexte



Enfin, un des modèles économiques de distribution de ce fauteuil est basé sur la vente par des personnes déjà utilisatrices d'un GUS. Cette proximité permet de mieux appréhender et de mieux répondre aux besoins des personnes ayant une nécessité d'assistance dans leurs déplacements quotidiens. Elle permet également de faire remonter les réalités et les différentes problématiques du terrain à l'équipe en charge de la conception.

En Septembre 2021, les premiers exemplaires sont désormais en pré-commande et les retours sont d'ores et déjà très positifs.

I.2 Contexte de l'étude

L'étude se situe donc dans un contexte de prévente autour des solutions technologiques retenues après six ans de recherche et développement. Comme toute démarche technologique et économique, ces solutions sont le résultat permanent d'un compromis entre prix et performances.

I.3 Présentation du principe de fonctionnement du GUS

Le GUS est basé sur une solution de type Gyropode. La figure 3 indique clairement que la particularité du GUS est de ne disposer que de deux roues motrices sans aucun autre point de stabilisation lors des déplacements. Son centre de gravité se situe au-dessus de l'axe des roues.

Cette solution est nativement instable. Un accéléromètre et un gyromètre intégrés à la carte de commande permettent de déterminer en continu l'inclinaison du GUS. Les boucles d'asservissement régulent d'une part la stabilité et d'autre part le déplacement de ce dernier. Il repose en cela sur le principe de fonctionnement d'un pendule inversé.

L'équilibre à l'arrêt repose sur un système de béquillage organisé autour de trois plots qui viennent stabiliser le fauteuil (figure 4). Ces trois plots sont mis en mouvement par l'intermédiaire d'une fourche actionnée par un vérin. Un second vérin vient renforcer le positionnement de la fourche, une fois cette dernière mise en place.

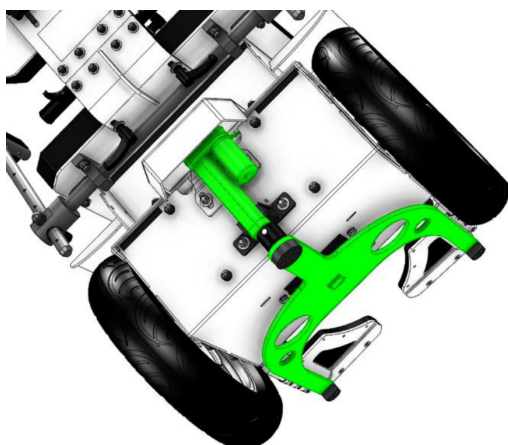


FIGURE 3 – Modèle 3D

I.4 Analyse du diagramme partiel des exigences

Question 1 : A la lecture du diagramme des exigences, disponible sur le document technique DT1, indiquer quelles sont les performances attendues en termes d'autonomie, de vitesse maximale en fonctionnement et d'encombrement nécessaire au sol. Selon vous, l'autonomie paraît-elle suffisante dans les trajets du quotidien ?





Lors du déplacement, le GUS commence à retirer le système de béquillage et met en place immédiatement le système d'équilibrage et de pilotage. Le béquillage est remis en position lors de l'arrêt du GUS. De plus, si un événement quelconque risquant de nuire à l'équilibre du GUS est détecté pendant la phase de fonctionnement, le système de béquillage est immédiatement mis en place empêchant ainsi toute perte d'équilibre.

FIGURE 4 – Système de béquillage

I.5 Diagrammes états transitions du fonctionnement du GUS

Le fonctionnement du GUS commence lors de l'installation de la personne sur le fauteuil. Cette action déclenche l'événement **ON**.

Il se termine lorsque la personne quitte le fauteuil. Cette action déclenche l'événement **OFF**.

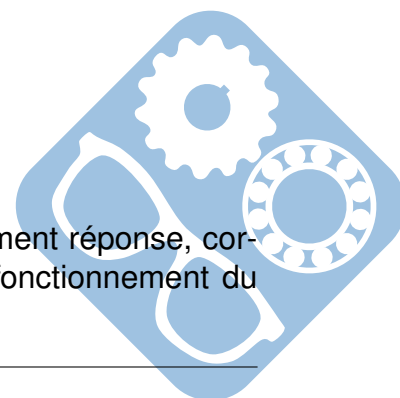
En situation de fonctionnement, on distingue deux modes principaux. Ils correspondent à des états dans lequel le GUS peut se trouver.

- Un mode **Arrêt** dans lequel le béquillage est actif et durant lequel les asservissements sont désactivés. Ce mode ne consomme quasiment pas d'énergie car seule la veille de la carte de commande est activée.
- Un mode **Marche** dans lequel le béquillage est inactif et durant lequel les asservissements sont actifs. Ce mode correspond au fonctionnement normal du fauteuil et autorise tous les déplacements en assurant l'équilibre du fauteuil. Lors de ce mode, les paramètres du GUS sont surveillés en temps réel. Le système de béquillage se met en fonctionnement, désactivant les asservissements, si au moins un des paramètres indique qu'un risque de perte d'équilibre est détecté. GUS passe alors en mode **Arrêt**.

Les événements à prendre en considération sont :

- **ON** : Début d'utilisation du fauteuil lors de l'installation de la personne,
- **OFF** : Fin d'utilisation du fauteuil et retrait de la personne.
- **CMB** : Commande Manuelle de Béquillage (béquillage actif),
- **CMD** : Commande Manuelle de Dé-béquillage (béquillage inactif),
- **CAB** : Commande Automatique de Béquillage (béquillage actif)

Question 2 : A l'aide des informations précédentes, compléter le document réponse, correspondant au modèle de comportement macroscopique régissant le fonctionnement du GUS.



En réalité, lors de l'activation du mode **Marche**, deux sous-ensembles sont activés en même temps, chacun d'entre eux ayant une fonction bien précise. Le premier de nom **Déplacement/Asservissement** gère l'équilibre du fauteuil et son déplacement suivant les souhaits de la personne. Le second nommé **Surveillance** veille au respect des paramètres critiques du GUS et déclenche l'évènement CAB si nécessaire, évitant ainsi toute chute accidentelle.

Question 3 : A l'aide de la description de l'état **Marche**, compléter le document réponse, correspondant au modèle de comportement complet régissant le fonctionnement du GUS.

I.6 Conclusion

Question 4 : Vis-à-vis de la modélisation comportementale abordée et sachant que l'opération de béquillage se fait en moins de 200 ms, conclure sur le respect des exigences 1.2 et 1.2.1 du document technique DT1.

II Étude de la motorisation du GUS

Objectif : Vérifier la réalisation de l'exigence 1.4.1 concernant la validation de la vitesse maximale et estimer le contenu spectral des signaux engendrés par l'utilisation de hacheurs quatre quadrants afin de préparer la validation de l'exigence 1.6.3.

II.1 Présentation générale

Lors des différentes phases de conception, plusieurs types de motorisation ont été analysés et testés. Après plusieurs essais, le choix s'est finalement porté sur une motorisation à base de moteurs à courant continu, associés à leurs réducteurs intégrés, spécialement créés pour ce type d'application. Ce choix impose également des variateurs de vitesse compatibles avec ce type de motorisation.

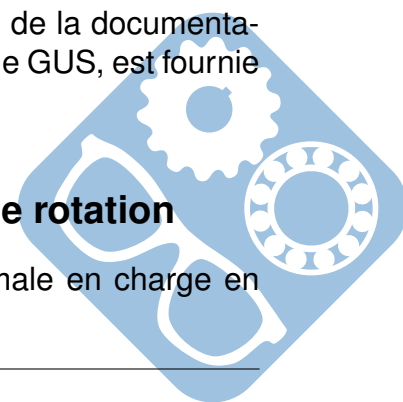
Le diagramme de bloc (BDD) partiel du GUS et le diagramme de blocs internes (IBD) relatifs à la partie **Motorisation** sont donnés sur le document technique DT2.

Question 5 : Sur le document réponse, compléter les différents types de flux d'énergie échangés au sein du bloc Motorisation.

Les nouvelles versions du GUS sont ainsi équipées de deux moto-réducteurs à courant continu, d'origine chinoise, de référence DM088110-036-02. L'intégralité de la documentation disponible pour la série de moteurs, dont fait partie celui retenu pour le GUS, est fournie sur le document technique DT3.

II.2 Validation du choix du moto-réducteur en vitesse de rotation

Pour rappel, le diagramme d'exigence indique que la vitesse maximale en charge en l'absence de toute modulation doit être supérieure à $15 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$.



Question 6 : Sachant que le diamètre extérieur des roues est $D_R = 42\text{cm}$, montrer que le choix de ce moto-réducteur permet de satisfaire l'exigence de vitesse maximale en charge, autorisant des petits mouvements rapides d'équilibrage.

II.3 Obtention du modèle du moteur à courant continu composant le moto-réducteur

Le moto-réducteur est composé d'une machine à courant continu et d'un réducteur à dentures obliques de réduction $R_{\text{red}} = 17$.

On néglige dans cette partie l'inductance L du moteur et une mesure préparatoire a montré que la valeur de la résistance R de l'induit est $R = 0,4\Omega$. On réalise un essai à vide dans les conditions décrites sur la documentation technique du moto-réducteur afin de déterminer le couple de perte de l'ensemble moto-réducteur.

La puissance électrique à vide s'exprime comme la somme des pertes :

- Joule,
- collectives, composées des pertes mécaniques et des pertes magnétiques $C_p \cdot \Omega_{\text{vide}}$.

Question 7 : Déterminer la valeur du couple de perte C_p du moto-réducteur lors de l'essai à vide sous tension nominale, soit $U_0 = 36\text{V}$.

Question 8 : A l'aide du document technique DT3, déterminer le couple nominal en charge du moto-réducteur, le couple maximal admissible et le rendement nominal $\eta = \frac{P_{\text{charge}}}{P_{\text{absorbée}}}$. Conclure sur la valeur du rendement nominal de ce moto-réducteur.

Par la suite, on néglige le couple de perte et donc le courant appelé à vide en supposant que ce dernier est négligeable devant le courant appelé en charge.

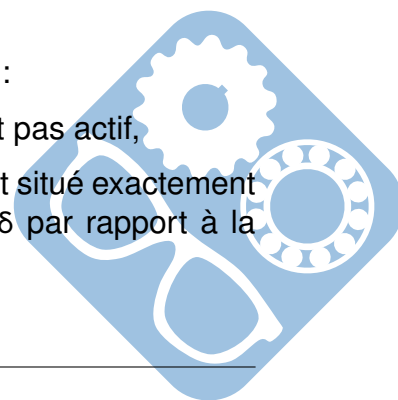
Question 9 : Déterminer la vitesse à vide $\Omega_{M_{\text{vide}}}$ du moteur à courant continu composant le moto-réducteur. En négligeant le courant appelé à vide, en déduire la valeur du coefficient K_E en $\text{V} \cdot \text{rad}^{-1} \cdot \text{s}$ tel que $E = K_E \cdot \Omega_M$.

II.4 Validation du choix du moto-réducteur en couple maximal

On suppose désormais que le couple maximal disponible sur l'arbre de chaque moto-réducteur est égal à $C_{\text{max}} = 48\text{N} \cdot \text{m}$.

La validation du couple maximal se fait dans les conditions suivantes :

- Le fauteuil avec son passager est immobile mais le béquillage n'est pas actif,
- Le passager de masse m_{passager} et dont le centre de masse G_P , est situé exactement dans l'axe des roues, se penche lentement en avant d'un angle δ par rapport à la verticale,
- Accélération de la pesanteur : $g = 9.81\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$.



On pose ℓ , distance entre la position du centre de gravité G_G du GUS et G_P , la position du centre de gravité du passager.

Un premier modèle, dans lequel la somme des couples disponibles C_{Total} , produit par les deux moto-réducteurs, est utilisée uniquement pour maintenir l'équilibre du passager permet d'obtenir la relation suivante :

$$C_{Total} = m_{passager} \cdot g \cdot \ell \cdot \sin \delta$$

Question 10 : Déterminer l'expression de l'angle δ à partir duquel il n'est plus possible de maintenir l'équilibre. Faire l'application numérique sachant que la masse maximale du passager $m_{passager_{max}} = 100\text{kg}$ et que la distance ℓ est prise égale à $0,5\text{m}$. Comment évolue cet angle si la masse du passager diminue ? Conclure sur la valeur du couple maximal et l'angle de débattement.

II.5 Validation du type de variateur de vitesse

Chaque moto-réducteur est piloté par un **ConVer-tisseur Statique d'énergie (CVS)** de type hacheur quatre quadrants (figure 5).

Chaque interrupteur K_i est composé d'un transistor T_i , de type MOSFET Canal N, et d'une diode de puissance D_i montée en anti parallèle.

Le pilotage de chaque interrupteur provient du bloc **Carte de traitement**.

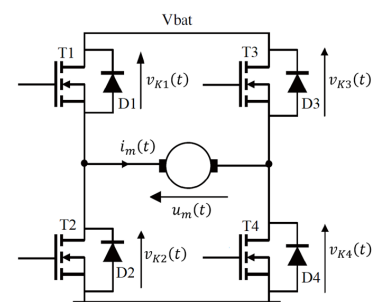


FIGURE 5 – Hacheur quatre quadrants

Question 11 : Sur le document réponse, représentant l'IBD de la partie Motorisation présentée sur le document technique DT2, faire apparaître le flux issu du bloc **Carte de traitement** et entrant dans le **ConVer-tisseur Statique d'énergie**. Indiquer quelle est la nature de ce flux. De combien de composantes ce flux est-il constitué ?

Dans certaines configurations de fonctionnement, il est possible que le GUS devienne générateur en phase de descente.

Question 12 : Justifier alors le choix retenu pour le type de **ConVer-tisseur Statique d'énergie**. Indiquer combien de segments de fonctionnement doit posséder chaque interrupteur K_i et préciser lesquels.

Dans chaque interrupteur K_i , le transistor T_i est un transistor MOSFET de référence IRF1405 dont la documentation partielle est fournie sur le document technique DT4.

Lors d'un fonctionnement en pleine charge, le moto-réducteur peut appeler un courant $I_{M_{max}}$ de 34 A sous une tension de la batterie de 36 V .

Pour un composant donné, on définit le coefficient de sécurité s d'une grandeur g comme étant le rapport entre la valeur numérique g_{num} de cette grandeur et la valeur maximale g_{max} que peut supporter ce composant pour cette grandeur g sans détérioration.

$$s = \frac{g_{\text{num}}}{g_{\text{max}}}$$

Question 13 : Pour le transistor T_i , composant l'interrupteur K_i , déterminer les coefficients de sécurité en courant et en tension. Valider le choix de ce transistor.

II.6 Câblage moto-réducteurs et variateurs

Le câblage entre les variateurs ($H4Q_{\text{Droit}}$ et $H4Q_{\text{Gauche}}$) et les moto-réducteurs (M_{Droit} et M_{Gauche}) est réalisé de manière à obtenir les résultats suivants.

- En marche avant, les deux moteurs ont une tension positive à leurs bornes.
- En marche arrière, les deux moteurs ont une tension négative à leurs bornes.

En phase de rotation, tous les cas de figure peuvent se présenter suivant que le fauteuil pivote sur son centre ou qu'il réalise un virage en marche avant ou en marche arrière.

II.7 Commandes des variateurs

Pour le type de variateur retenu, deux types de commandes différentes sont possibles.

- Une première nommée : Commande unipolaire ou séquentielle,
- Une seconde nommée : Commande bipolaire ou continue.

Le choix privilégié par les concepteurs est une commande de type unipolaire. Dans ce type de commande, deux interrupteurs sont pilotés par période de hachage T alors qu'en commande bipolaire, les quatre interrupteurs sont pilotés par période de hachage T .

Pour la suite de l'étude, on se place en marche avant, à vitesse constante, et on ne s'intéresse qu'au moto-réducteur droit M_{Droit} , piloté par le variateur $H4Q_{\text{Droit}}$.

On fait l'hypothèse que dans la configuration étudiée le fonctionnement du ConVertisseur Statique d'énergie est en mode continu.

Dans ce cas de figure, on cherche ainsi à obtenir une tension moyenne positive aux bornes du moto-réducteur conforme à celle de la figure 6.

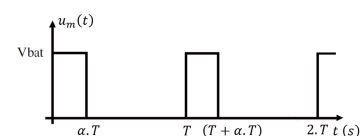


FIGURE 6 – Tension aux bornes du moto-réducteur M_{Droit}

La période de hachage T se décompose en deux parties. Une première de 0 à $\alpha \cdot T$ et une seconde de $\alpha \cdot T$ à T .

On entend par composant actif, un composant qui au cours de la période de hachage T change d'état dans son fonctionnement, c'est-à-dire passe de l'état bloqué à l'état saturé (ou passant) ou l'inverse.

Pour obtenir la tension souhaitée, on pilote en permanence la fermeture de l'interrupteur K_4 et on hache la tension grâce au pilotage de l'interrupteur K_1 qui est commandé à la fermeture lors de la première partie de la période, soit de 0 à $\alpha \cdot T$ et à l'ouverture lors de la seconde partie de la période, soit de $\alpha \cdot T$ à T .

Question 14 : Dans le cas de figure étudié, indiquer quels sont les composants actifs en complétant le tableau du document réponse. En se focalisant uniquement sur les composants actifs et en remplaçant les composants inactifs soit par des circuits ouverts, soit par des circuits fermés, préciser à quelle structure de hacheur se ramène ce cas de figure.

Question 15 : A partir de la tension aux bornes du moto-réducteur, représentée figure 6, déterminer la valeur moyenne $\langle U_m \rangle$ de cette tension.

III Approche MBD - Model Based Design : Conception basée sur le modèle

Objectif : Mettre au point un modèle de simulation pour prédire le fonctionnement du GUS et valider le choix technologique du moto-réducteur ainsi que la trajectoire obtenue lors d'une commande différentielle des hacheurs.

III.1 Présentation générale du modèle

Les avancées de la simulation multi-physique permettent de prédire certains comportements et ainsi de valider certains choix technologiques afin de réduire les coûts d'étude et in fine les temps de conception. Cette approche est nommée Model Based Design ou Conception basée sur le modèle.

Dans le cas du GUS, un modèle multiphysique du fonctionnement en boucle ouverte pour la partie chaîne d'énergie est conçu. Il est reproduit sur le document technique DT5. Ce dernier contient déjà des informations issues, soit des études précédentes, soit des différentes documentations des composants retenus dans la conception.

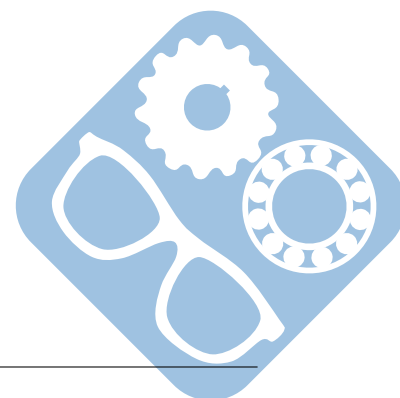
Les éléments suivants sont renseignés dans le modèle.

Pour les moto-réducteurs :

- Coefficient K_E ,
- Résistance interne R ,
- Inductance interne et inductance de lissage L ,
- Courant à vide sous tension nominale ($V_{bat} = 36V$) $I_0 = 3A$,
- Coefficient de réduction du réducteur intégré $R_{red} = 17$.

Pour les roues :

- Diamètre de la roue : $D_R = 42cm$,



Pour la batterie :

- Type : Lithium Ion,
- Charge de la batterie 100%,
- Tension à vide $V_{bat0} = 38V$ et en fonctionnement $V_{bat} = 36V$,
- Capacité : 28Ah.

Les hacheurs quatre quadrants sont remplacés par des hacheurs équivalents dans le cas de figure considéré et les éléments suivants sont renseignés dans le modèle :

- Type d'interrupteur commandé : MOSFET Canal N à enrichissement,
- Diode de puissance.

Pour le lien entre les sorties des générateurs DC/PWM et les entrées des hacheurs :

- Les signaux de commande des hacheurs sont adaptés pour être compatibles avec les sorties des générateurs DC/PWM.

Pour le générateur PWM :

- La fréquence de pilotage des interrupteurs est égale à 20kHz,
- Le paramètre d'entrée du générateur PWM est la valeur du rapport cyclique α .

III.2 Première utilisation de l'approche MBD

III.2.1 Détermination de l'effort résistant

La validation du courant moteur se fait dans les conditions suivantes (figure 7) :

Pour le fauteuil et son passager :

- Masse du fauteuil avec son passager : $M = 160Kg$,
- Centre de gravité du fauteuil avec son passager : Point G,
- Accélération de la pesanteur : $g = 9.81m \cdot s^{-2}$.

Pour la route :

- Pente de la route importante,
- Route en mauvais état avec un coefficient de roulement élevé.

Pour la trajectoire :

- Déplacement rectiligne le long de la route (en pente) à vitesse constante.

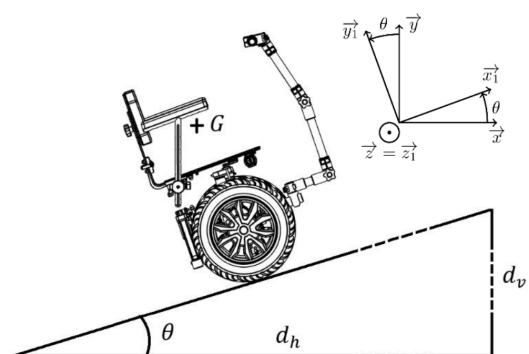


FIGURE 7 – Le GUS sur une route en pente

Hypothèse supplémentaire :

- Roulement sans glissement aux deux points de contact des roues avec le sol,
- Compte tenu des faibles vitesses mises en jeu, l'effort résistant lié aux forces aérodynamiques s'exerçant sur le fauteuil et son passager est négligé.

Question 16 : A partir des conditions énoncées, justifier la pertinence de la prise en compte d'une hypothèse de modélisation plane.

On définit la pente d'une route comme le quotient de la distance d_v par la distance d_h .

Question 17 : Déterminer l'expression de l'angle θ en fonction des paramètres d_v et d_h .

En déduire la valeur de cet angle si la pente de la route est de $\frac{d_v}{d_h} = 10\%$.

On isole l'ensemble Fauteuil + Passager. Le torseur de l'action de la pesanteur sur cet ensemble au point G, centre de gravité du Fauteuil + Passager s'écrit :

$$\{T_{\text{Pes} \rightarrow \text{Fauteuil+Passager}}\} = \left\{ \begin{array}{c} -M \cdot g \cdot \vec{y} \\ \vec{0} \end{array} \right\}_G$$

Le torseur de l'action du sol sur cet ensemble au point M, point de contact), s'écrit :

$$\{T_{\text{Sol} \rightarrow \text{Fauteuil+Passager}}\} = \left\{ \begin{array}{c} F_{RT} \cdot \vec{x}_1 + F_{RN} \cdot \vec{y}_1 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_M$$

déformation des pneus

Question 18 : Déterminer l'expression de l'effort résistant tangentiel F_{RT} lié à l'action de la pesanteur dans le repère de la route. Faire l'application numérique dans le cas retenu pour la simulation.

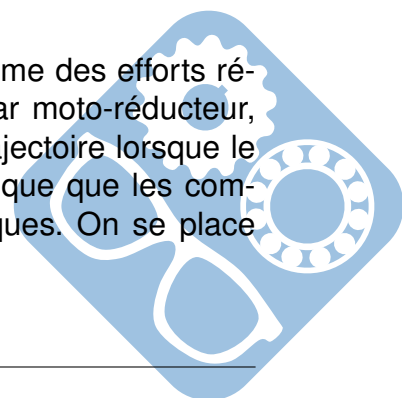
En prenant en compte les efforts liées à la résistance au roulement, on définit la force résistante sur le sol comme : $\vec{F}_{\text{Roul}} \cdot \vec{x}_1 = -M \cdot g \cdot C_{rr} \cdot \cos(\theta)$.

Question 19 : Calculer la valeur numérique de l'effort résistant lié à la résistance des pneus, si l'on considère que $C_{rr} = 0,02$. Cet effort peut-il être négligé devant le précédent ?

III.3 Seconde utilisation de l'approche MBD : Détermination des distances parcourues

On se place désormais sur une route horizontale en bitume. La somme des efforts résistants est dans ce cas très faible et on choisit de la limiter à 10N par moto-réducteur, sans tenir compte d'un éventuel déséquilibre. On cherche à tracer la trajectoire lorsque le manche de pilotage est légèrement incliné vers la gauche, ce qui implique que les commandes de pilotage sur les deux moto-réducteurs ne sont plus identiques. On se place dans l'hypothèse suivante :

- Pour le rapport cyclique de pilotage de la roue droite : $\alpha_d = 0,36$,



— Pour le rapport cyclique de pilotage de la roue gauche : $\alpha_g = 0,28$.

On fait l'hypothèse d'un roulement sans glissement pour les deux roues du GUS. Le modèle permet d'obtenir les distances parcourues par ces dernières.

III.3.1 Obtention des distances parcourues

Au terme d'une simulation représentant une durée simulée de 10 secondes, on obtient le chronogramme représentant les déplacements effectués par chacune des deux roues (figure 8).

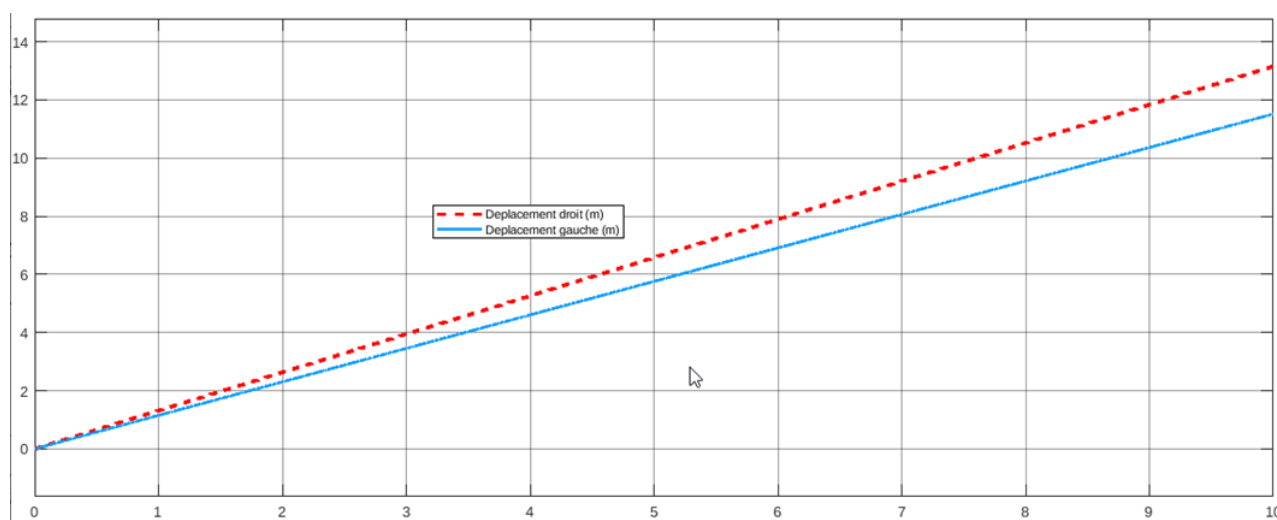


FIGURE 8 – Résultats de la simulation

Sur ce chronogramme, au bout de 10 secondes, on peut lire les informations suivantes.

- Pour le déplacement droit : $d_d = 13,15\text{m}$;
- Pour le déplacement gauche : $d_g = 11,52\text{m}$.

La largeur du fauteuil et de son passager est $d_\ell = 0,63\text{m}$.

Pour des raisons de symétrie, le centre de gravité du fauteuil et du passager se situe à la verticale du centre du fauteuil.

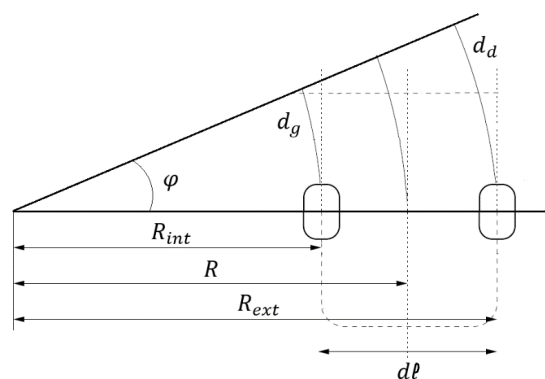


FIGURE 9 – Déplacement du GUS

La figure 9 précise les notations utilisées. La trajectoire obtenue est un cercle de rayon R .

Question 20 : Donner l'expression de l'angle φ en fonction de d_d , d_g et d_ℓ . Faire l'application numérique.

Question 21 : Montrer que le rayon de giration R s'écrit : $R = \frac{d_\ell}{2} \cdot \frac{d_d + d_g}{d_d - d_g}$. Faire l'application numérique et en déduire la distance parcourue d_p .

III.3.2 Tracé de la trajectoire obtenue

A partir des expressions mathématiques obtenues, une fonction informatique `trajectoireC()` est écrite pour faire afficher la trajectoire effectuée. Le résultat de cette fonction est l'affichage d'une courbe représentant la trajectoire effectuée.

Question 22 : Sur le document réponse, représentant la trajectoire effectuée, indiquer la position du centre O du cercle, la longueur d_p , le rayon R , le point de départ A , le sens du parcours du fauteuil et de son passager et le point d'arrivée B .

IV Amélioration du confort du passager

Objectif : Valider les solutions technologiques mise en place pour améliorer le confort du passager et vérifier la réalisation des exigences 1.5.1 et 1.5.2.

IV.1 Présentation

Le dossier du GUS est présenté sur la figure 10. Il comporte deux parties spécifiques permettant d'une part de régler la hauteur du dossier (exigence 1.5.1) et d'autre part de plier le dossier grâce à un système de charnières afin de réduire l'encombrement notamment, lors des phases de transport dans un véhicule (exigence 1.5.2).

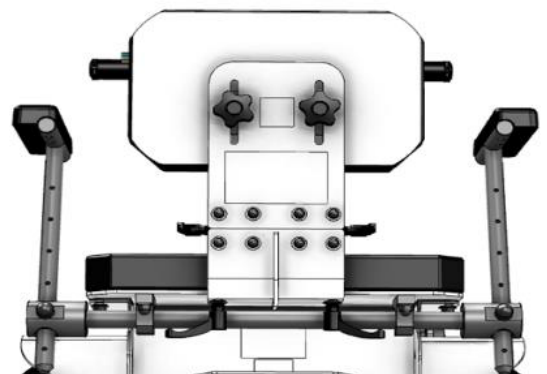


FIGURE 10 – Dossier du GUS

IV.2 Étude du réglage du dossier en hauteur

IV.2.1 Détermination de la liaison équivalente

On s'intéresse à la liaison équivalente entre la Plaque dossier (1) et la Tôle haute (0) considérée comme le bâti.

— Chacune des deux liaisons entre (0) et (1) peut être modélisée par une liaison pivot glissant :

- Une première d'axe (A, \vec{z}) ,
- Une seconde d'axe (B, \vec{z}) .

— On pose : $\overrightarrow{AB} = L \cdot \vec{y}$

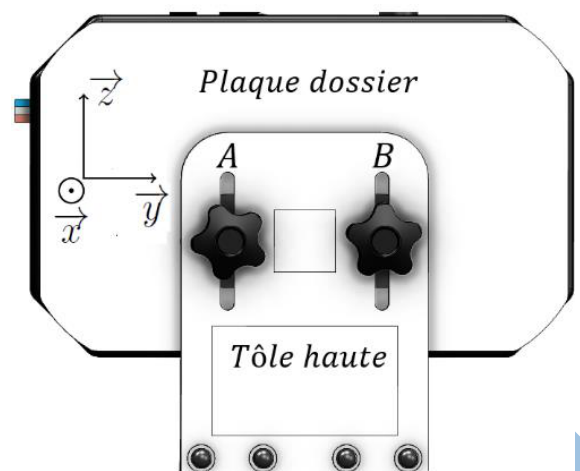


FIGURE 11 – Liaison (1) - (0)

Question 23 : Établir le graphe de structure puis le schéma cinématique de l'ensemble.

Question 24 : Établir la liaison équivalente entre la Plaque dossier (1) et la Tôle haute (0).

Question 25 : Déterminer le degré d'hyperstaticité de cette solution. Quelles sont les contraintes géométriques à respecter pour sa réalisation ?

IV.2.2 Maintien en position du dossier et validation de l'exigence 1.5.1

L'étude de la solution précédente autorise encore le déplacement de la Plaque dossier (1) par rapport à la Tôle haute (0).

Question 26 : Indiquer de quelle manière, le maintien en position de la Plaque dossier (1) par rapport à la Tôle haute (0) est assuré et conclure sur le respect de l'exigence 1.5.1.

IV.3 Étude du pliage du dossier

Les deux charnières utilisées dans la réalisation du dossier permettent de rapidement replier le dossier sur lui-même afin de réduire l'encombrement notamment lors des phases de transport en voiture.

Les charnières retenues pour cette application sont des charnières CFA65-ERS-SH6 de la société Elessa+Ganter®. Il s'agit de charnières avec système de blocage à friction (figure 12). Une documentation partielle est disponible sur le document technique DT6.

IV.3.1 Modélisation du couple de serrage des charnières

On cherche à modéliser le couple de serrage de ces charnières à friction en s'intéressant en premier à la friction entre deux éléments de la charnière.

La détermination se fait dans les conditions suivantes :

- L'effort presseur est modélisé par un glisseur de résultante $\vec{R}_{2 \rightarrow 1} = -F \cdot \vec{z}$,
- La surface de contact entre les deux parties est un anneau d'angle $2 \cdot \pi$, de rayon intérieur r_{int} et de rayon extérieur r_{ext} ,
- On note p_n la pression de contact normale, supposée uniformément répartie,
- On note p_t la pression tangentielle. La norme de la pression tangentielle est obtenue à partir de la norme de la pression normale et du coefficient de frottement f , soit $\|p_t\| = f \cdot p_n$,
- L'action de la pesanteur est négligée devant les autres actions mécaniques.



FIGURE 12 – Charnière CFA65-ERS-SH6

La détermination se fait dans les conditions suivantes : Avec les hypothèses précédentes, on suppose désormais que le modèle de pression au point M, point quelconque de l'anneau s'écrit :

$$d\vec{F}_{2 \rightarrow 1} = (-p_n \cdot \vec{z} + p_t \cdot \vec{v}) \cdot ds \text{ avec } p_t = f \cdot p_n$$

Le paramétrage du modèle de calcul est donné sur la figure 13.

— On pose $\vec{OM} = r \cdot \vec{u}$

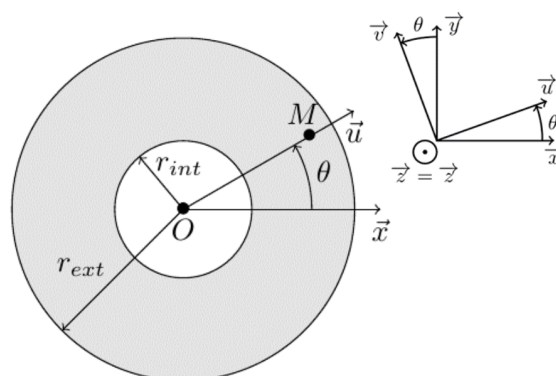


FIGURE 13 – Paramétrage du modèle de calcul

IV.3.2 Expression du torseur de l'action mécanique au point O

On cherche à déterminer le modèle global de l'action mécanique en O à partir du modèle local des actions mécaniques. Pour cela, on rappelle que

$$\{T_{2 \rightarrow 1}\} = \left\{ \begin{array}{c} \vec{R}_{2 \rightarrow 1} \\ \vec{M}_{O,2 \rightarrow 1} \end{array} \right\}_O = \left\{ \begin{array}{c} \int_{\forall M \in S} d\vec{F}_{2 \rightarrow 1}(M) \\ \int_{\forall M \in S} \vec{OM} \wedge d\vec{F}_{2 \rightarrow 1}(M) \end{array} \right\}_O$$

IV.3.3 Détermination de la pression de contact

Question 27 : Montrer que la résultante $\vec{R}_{2 \rightarrow 1}$ du torseur de l'action mécanique, s'écrit :

$$\vec{R}_{2 \rightarrow 1} = -p_n \cdot \pi \cdot (r_{ext}^2 - r_{int}^2) \cdot \vec{z}$$

En déduire que la pression de contact p_n , supposée uniformément répartie, s'obtient par :

$$p_n = \frac{F}{\pi \cdot (r_{ext}^2 - r_{int}^2)}$$

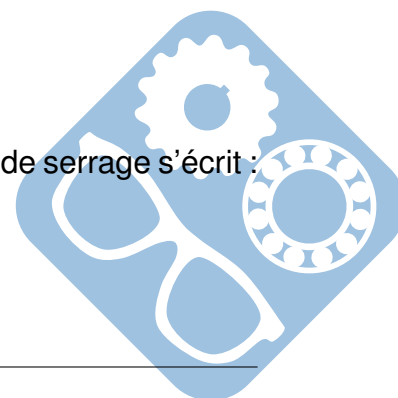
Question 28 : Montrer que le moment au point O, $\vec{M}_{O,2 \rightarrow 1}$ du torseur de l'action mécanique s'écrit :

$$\vec{M}_{O,2 \rightarrow 1} = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot f \cdot p_n \cdot (r_{ext}^3 - r_{int}^3) \cdot \vec{z}$$

IV.4 Détermination du couple de serrage

Question 29 : A partir des résultats précédents, en déduire que le couple de serrage s'écrit :

$$C_s = \frac{2}{3} \cdot f \cdot F \cdot \frac{(r_{ext}^3 - r_{int}^3)}{(r_{ext}^2 - r_{int}^2)}$$



La charnière possède 4 couples de disques en friction.

Question 30 : En déduire le couple total $C_{S_{Total}}$ de serrage.

IV.4.1 Détermination de l'angle de pliage et validation de l'exigence 1.5.2

Une fois replié, le dossier repose intégralement sur la partie fauteuil (figure 10) réduisant ainsi de manière conséquente l'encombrement.

Question 31 : Déterminer l'angle de rotation de la charnière dans ce cas de figure et comparer ce dernier à la valeur maximale autorisée pour ce type de charnière. Conclure sur la réalisation de l'exigence 1.5.2.

V Étude du principe de stabilisation du GUS

!!!!!!CETTE PARTIE (Q32 à Q38) EST A TRAITER A LA MAISON!!!!!!

Objectif : Vérifier qu'un correcteur à avance de phase est suffisant pour stabiliser le GUS et maintenir son équilibre.

V.1 Présentation

L'atout principal du GUS, aussi bien dans sa conception, que dans son utilisation quotidienne est de reposer sur une base de type gyropode. Cet atout, dans la maniabilité se fait bien entendu au détriment de la stabilité apparente. Afin de garantir une utilisation fiable, le système se doit d'être stable et réactif.

Un asservissement spécifique, dit asservissement en équilibre, est donc mis en place pour assurer la stabilité de l'ensemble. Il se rajoute aux asservissements en courant et en vitesse déjà présents et les englobe.

V.2 Hypothèses de modélisation

Pour faciliter l'obtention d'un modèle linéaire du GUS, plusieurs hypothèses simplificatrices sont effectuées et on utilise le paramétrage de la figure 14.

- Le fauteuil se déplace en ligne droite, sur une route horizontale. Le passager est légèrement incliné vers l'avant et son centre de masse est décalé d'un angle γ par rapport à la verticale. Cet angle est mesuré par la présence d'un accéléromètre et d'un gyromètre installés dans la plateforme du GUS. L'accéléromètre, principalement utilisé en inclinomètre, permet de déterminer la valeur de l'angle γ , alors que le gyromètre permet de déterminer la vitesse de variation de cet angle,
- L'angle γ , angle entre la verticale et la position de G_P est considéré comme suffisamment petit pour admettre la simplification aux petits angles : $\sin(\gamma) \approx \gamma$. Cette hypothèse tout à fait réaliste en pratique permet d'assurer que le passager du fauteuil n'a pas, de son côté, à rechercher son équilibre,
- On pose ℓ , distance entre la position du centre de gravité G_G du GUS et G_P , la position du centre de gravité du passager,

- On dissocie le fauteuil de masse M_{Gus} , et de centre de masse G_G de son passager de masse m_{Passager} et de centre de masse G_P ,
- Toutes les inerties sont négligées,
- La dynamique des motoréducteurs est considérée suffisamment grande pour ne pas être prise en considération dans le modèle,
- Les asservissements en courant et en vitesse sont réglés et leurs dynamiques sont grandes devant celles de l'asservissement en équilibre du fauteuil et de son passager,

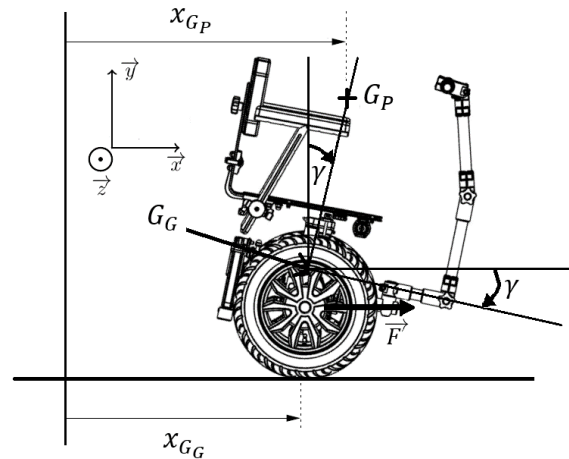


FIGURE 14 – Paramétrage du modèle

- La force \vec{F} permet de maintenir le fauteuil en équilibre.

V.3 Fonction de transfert en boucle ouverte

Avec cet ensemble d'hypothèses, le système se comporte alors comme un simple pendule inversé. On obtient ainsi la fonction de transfert en boucle ouverte dans laquelle, on pose :

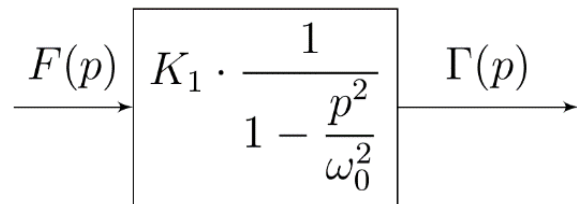


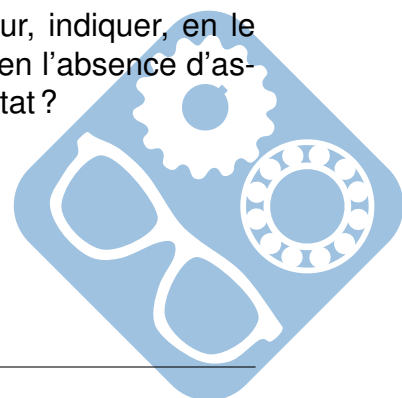
FIGURE 15 – Fonction de transfert en boucle ouverte du fauteuil et de son passager

$$H_1(p) = \frac{\Gamma(p)}{F(p)} = \frac{K_1}{\left(1 - \frac{p^2}{\omega_0^2}\right)} \text{ avec } K_1 = \frac{1}{(M_{\text{Gus}} + m_{\text{Passager}}) \cdot g} \text{ et } \omega_0 = \sqrt{\frac{(M_{\text{Gus}} + m_{\text{Passager}}) \cdot g}{M_{\text{Gus}} \cdot l}}$$

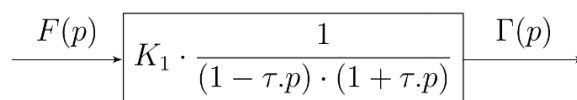
Applications numériques : $K_1 = 0,728 \cdot 10^{-3} \text{ s}^2 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$ et $\omega_0 = 6,77 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$

On rappelle qu'un système est stable si toutes les racines du dénominateur de sa fonction de transfert (aussi appelées pôles) sont à partie réelle négative.

Question 32 : Après avoir déterminé les deux racines du dénominateur, indiquer, en le justifiant, si le système constitué du GUS et de son passager est stable en l'absence d'asservissement. Pour quelle(s) raison(s) pouvons-nous prévoir un tel résultat ?



On place désormais la fonction de transfert $H_1(p)$ sous la forme :



$$H_1(p) = \frac{\Gamma(p)}{F(p)} = \frac{K_1}{(1 - \tau \cdot p) \cdot (1 + \tau \cdot p)} \text{ avec } \tau = \frac{1}{\omega_0}$$

FIGURE 16 – Fonction de transfert en boucle ouverte du fauteuil et de son passager

V.4 Stabilisation du système – Fonction de transfert en boucle fermée

Le correcteur retenu pour stabiliser le système est un correcteur $C(p)$, dit correcteur à avance de phase. La fonction de transfert de ce type de correcteur est :

$$C(p) = K_C \cdot \frac{1 + a \cdot \tau_c \cdot p}{1 + \tau_c \cdot p} \text{ avec } a = 10.$$

Le système corrigé se présente désormais sous la forme suivante (figure 17) :

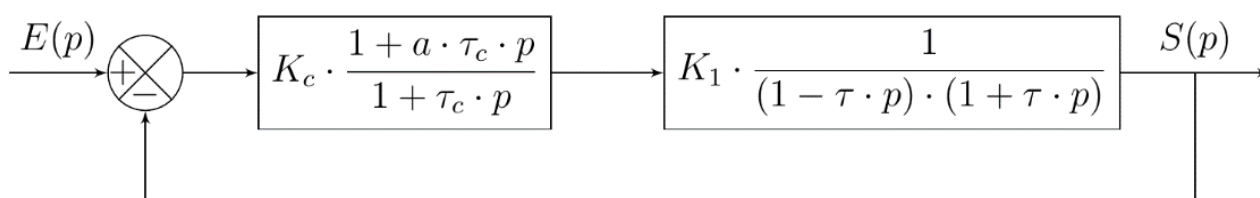


FIGURE 17 – Boucle fermée du système corrigé

On pose :

— $FTBO(p) = C(p) \cdot H_1(p)$,

— $a \cdot \tau_c = \tau$.

On définit la boucle fermée FTBF(p) par le rapport de $S(p)$ par $E(p)$ soit :

$$FTBF(p) = \frac{S(p)}{E(p)}$$

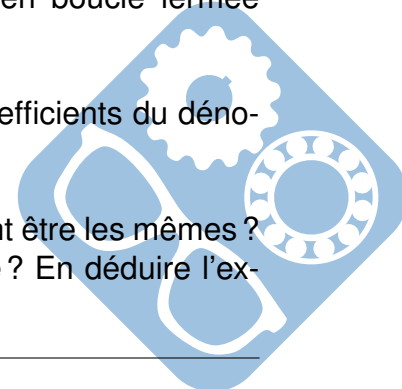
Question 33 : Déterminer l'expression de la boucle fermée FTBF(p) en fonction des paramètres τ , a , K_1 et K_C . Mettre cette expression sous la forme suivante :

$$\frac{S(p)}{E(p)} = \frac{K_2}{a_0 + a_1 \cdot p + a_2 \cdot p^2} \text{ avec } a_0 = (1 + K_1 \cdot K_C).$$

Identifier les paramètres K_2 , a_1 et a_2 de la fonction de transfert en boucle fermée FTBF(p).

On rappelle qu'un système du second ordre est stable si tous les coefficients du dénominateur de sa fonction de transfert sont de même signe.

Question 34 : Justifier que les signes des coefficients a_0 , a_1 et a_2 doivent être les mêmes ? Quel doit être alors le signe du coefficient a_0 pour stabiliser le système ? En déduire l'expression de K_C en fonction de K_1 et faire l'application numérique.



V.5 Étude du système corrigé

On pose désormais $K_c = -3000$.

Avec cette valeur de K_c , la fonction de transfert du système corrigé en boucle fermée FTBF(p) devient :

$$\frac{S(p)}{E(p)} = \text{FTBF}(p) = \frac{2,25}{1,125 + 0,125 \cdot p + 2,25 \cdot 10^{-3} \cdot p^2} = \frac{K}{1 + 2 \cdot z \cdot \frac{p}{\omega_n} + \frac{p^2}{\omega_n^2}}$$

Question 35 : Identifier les paramètres significatifs K , z et ω_n et réaliser les applications numériques.

Pour valider le fonctionnement global, on réalise, en simulation un essai de réponse du système corrigé à un échelon unitaire (échelon d'Heaviside). On pose alors :

$$E(p) = \frac{1}{p}$$

Le résultat de cet essai est présenté sur la figure 20.

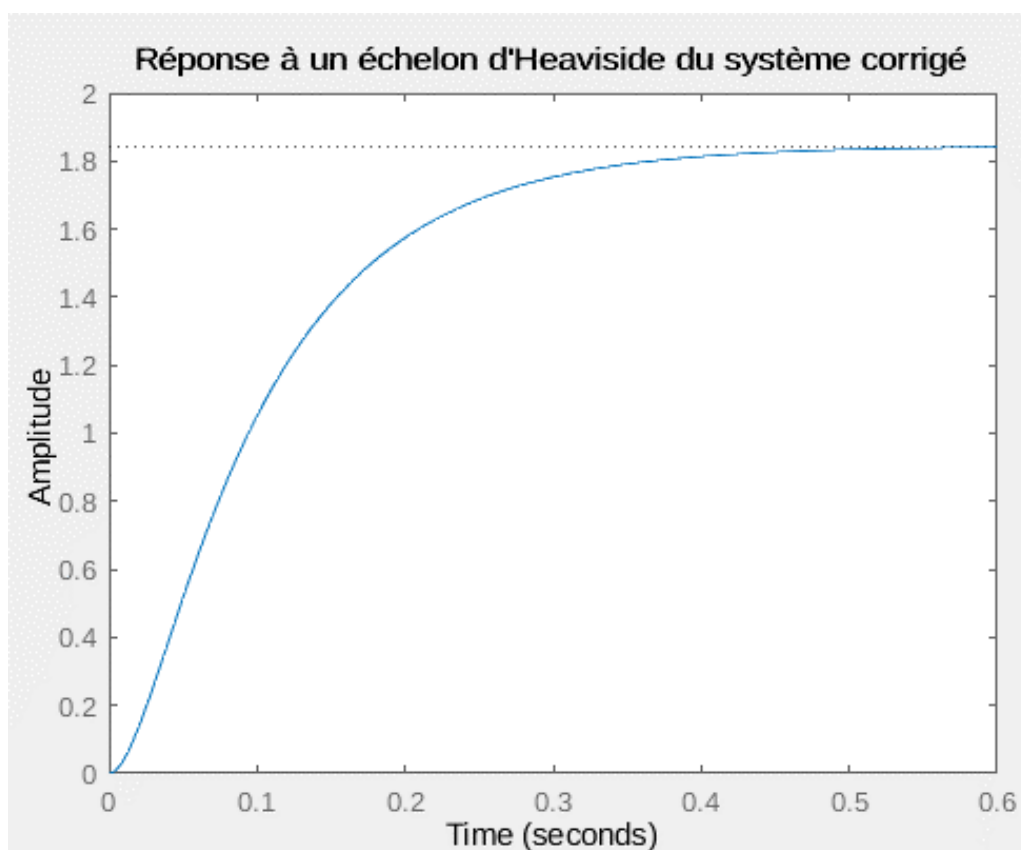


FIGURE 18 – Réponse du système corrigé en boucle fermée à une entrée de type échelon d'Heaviside

Question 36 : Compte tenu de la valeur numérique de z , justifier que la réponse du système à cet échelon d'Heaviside ne présente pas de dépassement. Un essai en réel avec un passager conduirait-il à un comportement oscillatoire du fauteuil et de son passager ?

Question 37 : A l'aide du théorème de votre choix, justifier la valeur de la sortie quand le système est stabilisé. Déterminer la valeur du temps de réponse à 5%, $tr_{5\%}$ et conclure sur la dynamique globale du système corrigé.

V.6 Conclusion

Question 38 : Conclure quant à la stabilité du système corrigé.

VI Identification des versions du GUS

Objectif : Réalisation des exigences 1.7 et 1.7.1 : Identifier chaque version du GUS et in fine chaque choix de conception par un système de repérage rapide à mettre en œuvre et simple à décoder.

VI.1 Présentation générale

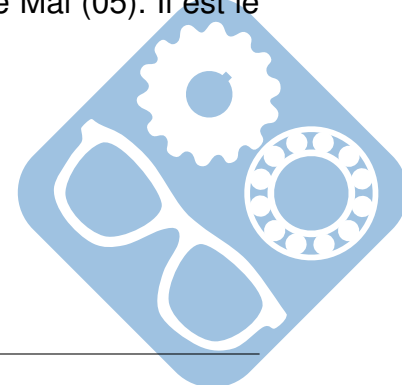
Les étapes successives de développement du GUS ont nécessité une identification simple des modèles. Un code-barres de type EAN8, placé de manière adéquate, permet à l'opérateur d'identifier sans ambiguïté chaque modèle du GUS grâce à l'interprétation de ce dernier. Une base de données permet de retrouver les choix de conception lors de chaque étape de recherche et développement.

VI.2 Création des codes-barres de type EAN8

Un code-barres de type EAN8 se compose de sept données numériques utiles suivies d'une clé de contrôle sur un seul chiffre. Dans le cas du GUS, les sept données utiles du code-barres sont générées de la manière suivante :

- les quatre premiers chiffres servent à identifier l'année de conception. Ce nombre est strictement supérieur à 2013 ;
- les deux suivants sont réservés au mois de conception. Ce nombre est compris entre 01 et 12 inclus ;
- celui d'après est réservé au modèle dans le mois en supposant que plusieurs prototypes existent dans le mois considéré. Ce nombre est supérieur ou égal à 1 et ne dépassera jamais 9.

Exemple : Le premier prototype date de 2014. Il est sorti au mois de Mai (05). Il est le premier et le seul développé lors de ce mois.



Ainsi le code-barres EAN 8 de valeur 2014051, associé à sa clé de contrôle de valeur 9, identifie de manière unique le premier et seul prototype sorti au mois de Mai 2014.

VI.3 Création du code de contrôle

Le code de contrôle est nécessaire lors des étapes de lecture pour s'assurer que cette dernière se fait sans erreur. Sa réalisation dépend d'une procédure algorithmique.

Question 39 : A partir du document technique DT7, justifier que la clé de contrôle correspondant au premier prototype est bien égale à la valeur 9.

Question 40 : Citer au moins un autre mode de contrôle classiquement utilisé pour vérifier les échanges dans les transmissions de données.

VI.4 Codage de la version du GUS

Question 41 : A partir du document technique DT7, indiquer quel est le nombre de bits, présents dans un code EAN 8 et en déduire le nombre de bandes de largeur élémentaire présentes dans chaque code EAN 8.

Question 42 : Pour un même chiffre, indiquer quelle est l'opération logique nécessaire pour passer de la représentation binaire dans la colonne nommée **Gauche** du tableau, correspondant à la première partie du code, à sa représentation dans la colonne nommée **Droite** du tableau, correspondant à la seconde partie du code.

On appelle distance de Hamming $d_{A \leftrightarrow B}$ entre deux éléments A et B d'un code binaire constitués chacun de n bits, le nombre de bits qui change d'état entre ces deux éléments pour un rang i donné.

Cette distance peut se calculer de la manière suivante :

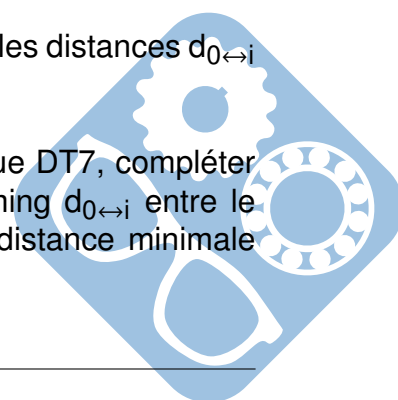
$$d_{A \leftrightarrow B} = \sum_{i=0}^{n-1} (a_i \oplus b_i) = \sum_{i=0}^{n-1} (a_i \cdot \overline{b_i} + \overline{a_i} \cdot b_i)$$

avec $A = [a_{n-1} \dots a_0]$ et $B = [b_{n-1} \dots b_0]$

On s'intéresse uniquement à la colonne nommée **Gauche** du tableau du document technique DT7. Dans cette colonne, le codage du chiffre 0, pris comme élément de référence, s'écrit $(0001101)_2$.

On appelle $d_{(0 \leftrightarrow \{1,2,3,4,5\})_{\min}}$, la distance de Hamming minimale entre les distances $d_{0 \leftrightarrow i}$ avec $i \in \llbracket 1, 5 \rrbracket$.

Question 43 : Pour la colonne nommée **Gauche** du document technique DT7, compléter le tableau du document réponse, représentant les distances de Hamming $d_{0 \leftrightarrow i}$ entre le codage du chiffre 0 et le codage des chiffres de 1 à 5. Quelle est la distance minimale $d_{(0 \leftrightarrow \{1,2,3,4,5\})_{\min}}$ obtenue ?



On montre que la valeur de la distance $d_{(0 \leftrightarrow \{1,2,3,4,5\})_{\min}}$, déterminée à la question précédente correspond à la distance minimale entre tous les codages pour la colonne nommée **Gauche** quel que soit le chiffre pris comme élément de référence.

Question 44 : Cette distance est-elle identique pour la représentation des chiffres de la colonne nommée **Droite** ?

Le code barre du document technique DT8 est collé sur un des derniers prototypes de GUS avant son début de commercialisation.

Question 45 : Sur le document réponse, compléter le tableau et déchiffrer le code EAN 8, présent sur le document technique DT8, en indiquant en particulier l'année et le numéro de prototype de la version du GUS identifiés par ce code-barres.

VII Synthèse sur l'étude – Conclusion générale

Question 46 : En reprenant les différents points abordés, énoncer en quelques lignes une synthèse des grandes étapes de l'étude du GUS et les limites des modélisations proposées. Quels sont les points qui restent à améliorer dans cette étude ?

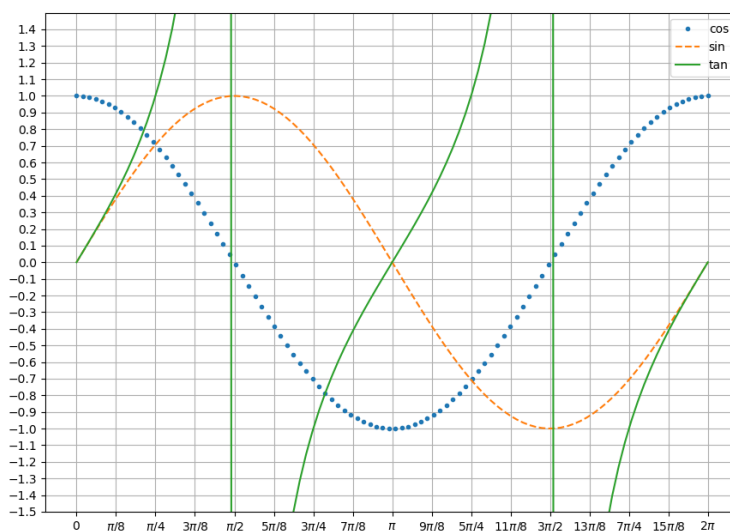
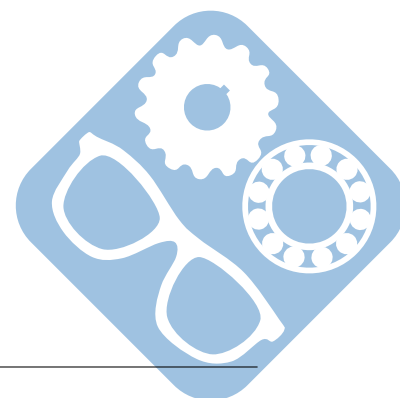
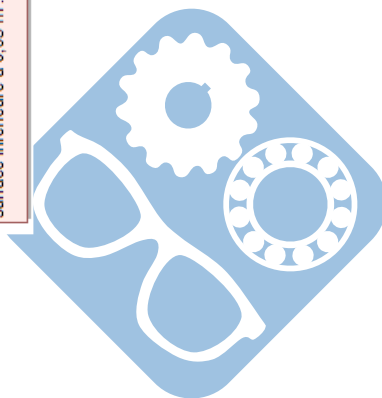
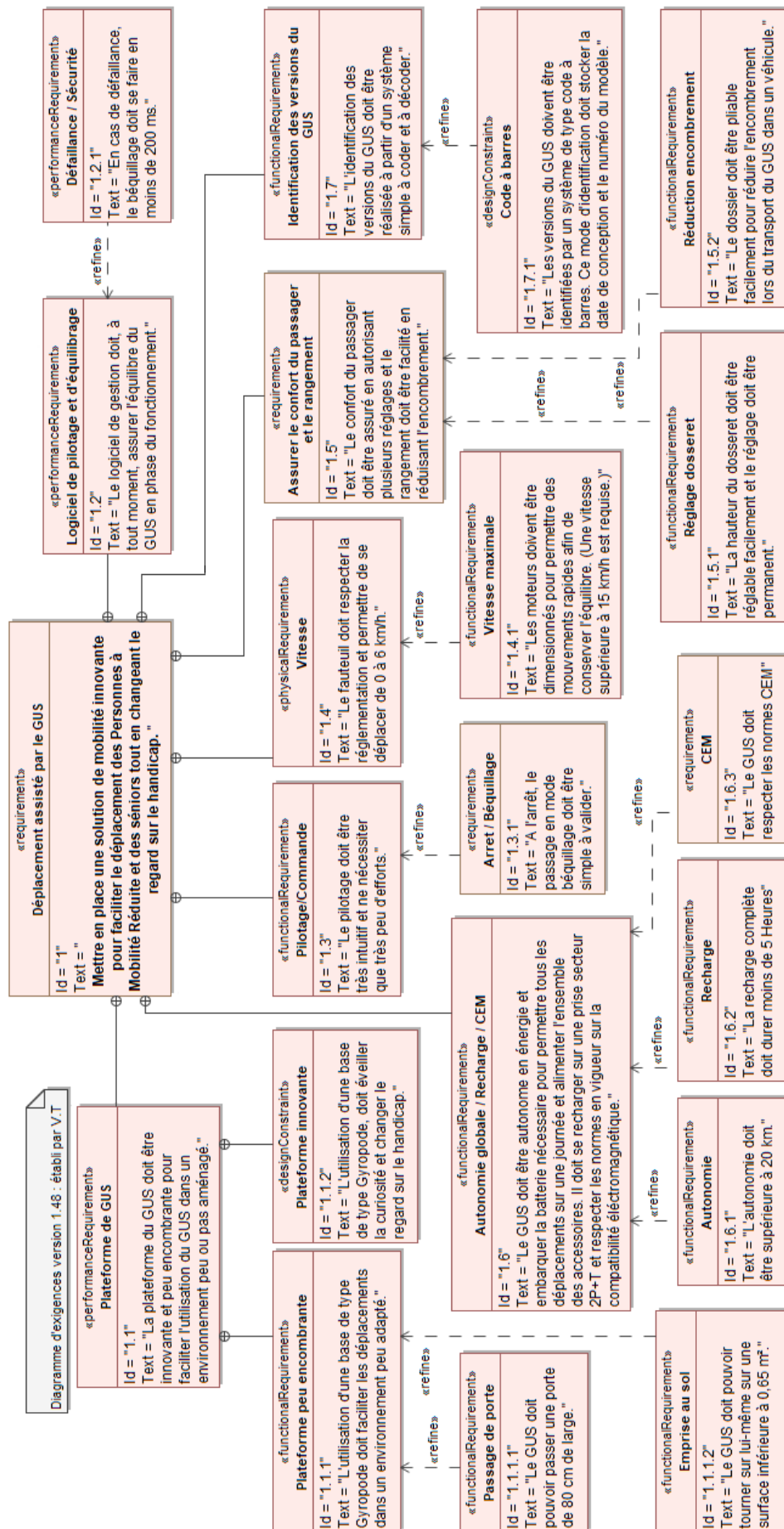


FIGURE 19 – Tracé des fonctions cos, sin et tan

FIN

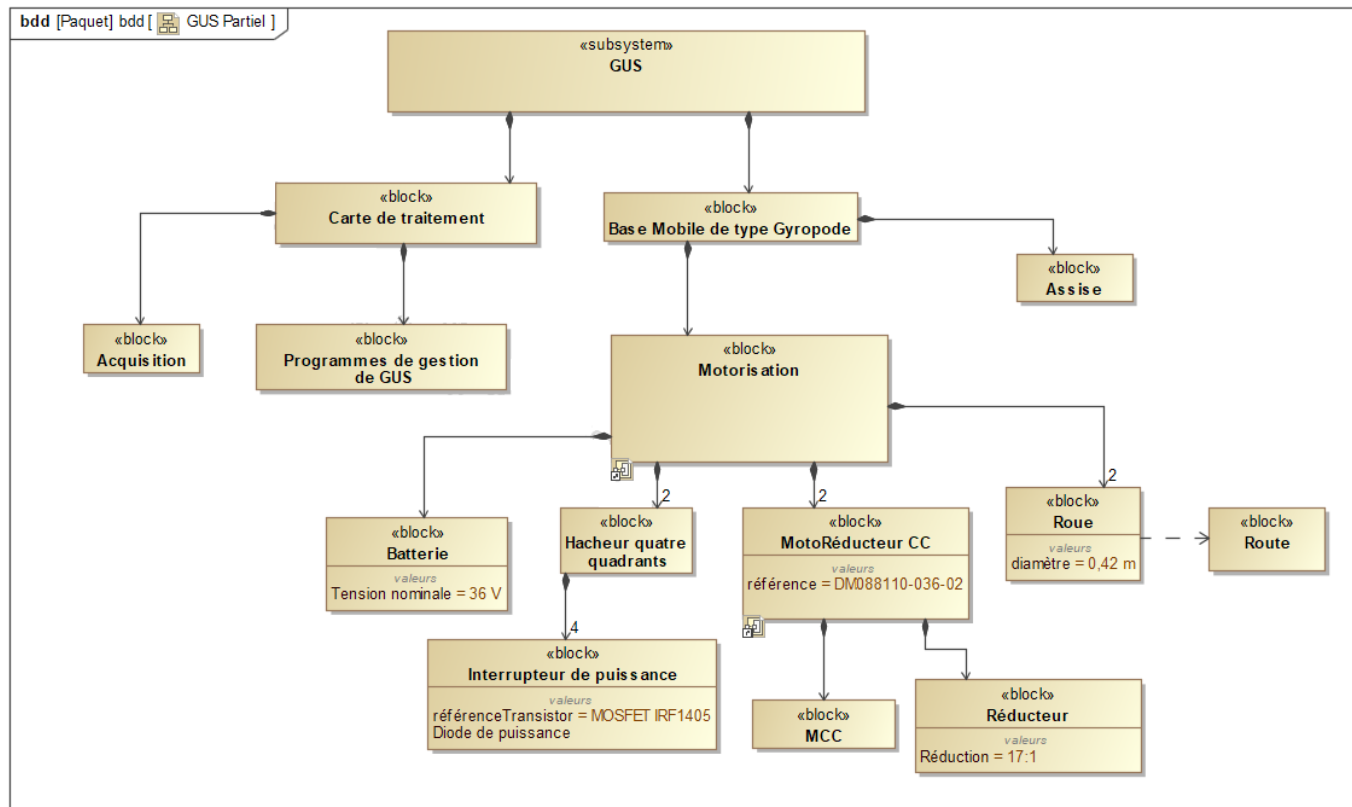


DT1 – Diagramme partiel des exigences (REQ)

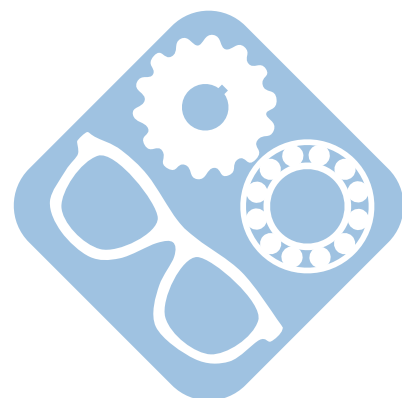


DT2 – Diagramme de bloc (BDD) partiel de la partie Motorisation

BDD partiel du GUS



Le diagramme de blocs internes (IBD) de la partie motorisation est détaillé sur le document réponse DR3 – Question 11.

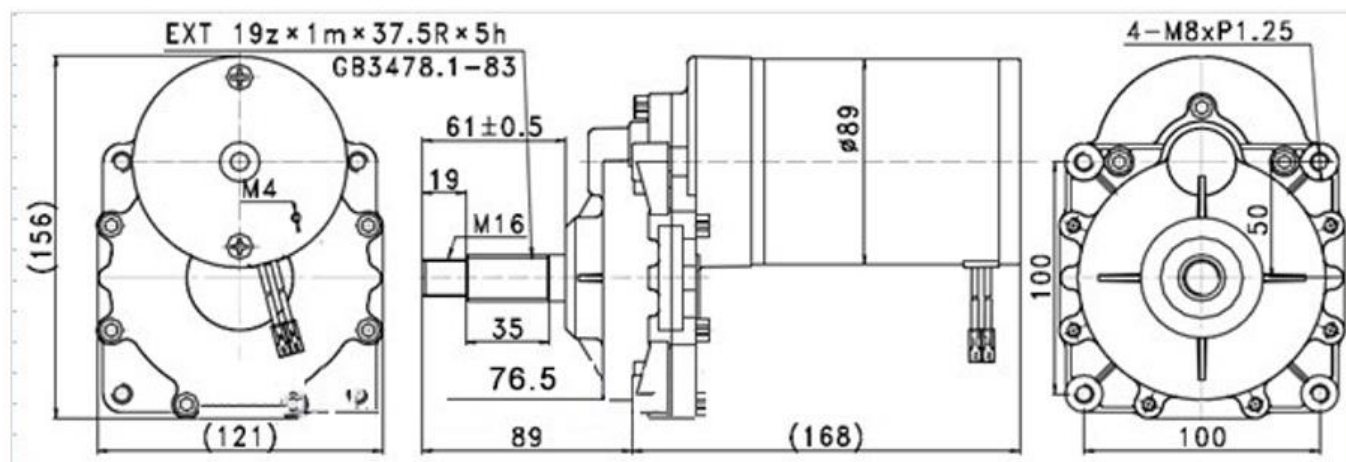


DT3 – Moto-réducteur à courant continu HAOSUO DM088110-036-02

Présentation

Les moto-réducteurs à courant continu à aimants permanents de la série DM088110, équipés en série d'un réducteur 17:1 sont spécialement conçus pour les véhicules à deux roues de type gyropode. On les retrouve également dans les applications de type trottinette électrique.

Le tableau ci-dessous présente les caractéristiques des différents moto-réducteurs composant cette série. La vitesse en sortie en RPM (tours par minute) tient compte de la présence du réducteur intégré.



| Modèle | Tension (VDC) | A vide | | En charge | | | Puissance Max (W) | Réduction |
|-----------------|---------------|-------------|---------------|-------------|---------------|---------------|-------------------|--|
| | | Courant (A) | Vitesse (RPM) | Courant (A) | Vitesse (RPM) | Puissance (W) | | |
| DM088110-024-01 | 24 | 3,5 | 230 | 19 | 200 | 350 | 900 | 17 : 1 (ou 19,3 : 1 sur commande) |
| DM088110-024-02 | 24 | 3,9 | 245 | 23 | 200 | 420 | 1000 | |
| DM088110-036-01 | 36 | 3 | 230 | 15 | 200 | 350 | 900 | |
| DM088110-036-02 | 36 | 3,3 | 250 | 17 | 200 | 500 | 1000 | |
| DM088110-048-01 | 48 | 1,2 | 230 | 11 | 200 | 430 | 1100 | |
| DM088110-048-02 | 48 | 2,5 | 260 | 12,5 | 200 | 500 | 1200 | |
| DM088110-072-01 | 72 | 1,6 | 230 | 7,8 | 200 | 430 | 1100 | |
| DM088110-072-02 | 72 | 1,8 | 260 | 9 | 200 | 500 | 1200 | |

Typical Applications

- Electric Power Steering (EPS)
- Anti-lock Braking System (ABS)
- Wiper Control
- Climate Control
- Power Door

Benefits

- Advanced Process Technology
- Ultra Low On-Resistance
- Dynamic dv/dt Rating
- 175°C Operating Temperature
- Fast Switching
- Repetitive Avalanche Allowed up to Tjmax

Description

Specifically designed for Automotive applications, this Stripe Planar design of HEXFET® Power MOSFETs utilizes the latest processing techniques to achieve extremely low on-resistance per silicon area. Additional features of this HEXFET power MOSFET are a 175°C junction operating temperature, fast switching speed and improved repetitive avalanche rating. These benefits combine to make this design an extremely efficient and reliable device for use in Automotive applications and a wide variety of other applications.

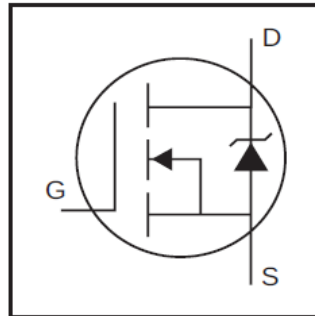
Absolute Maximum Ratings

| | Parameter | Max. | Units |
|-----------------------------------|--|--|-------|
| I_D @ $T_C = 25^\circ\text{C}$ | Continuous Drain Current, V_{GS} @ 10V | 169⑥ | A |
| I_D @ $T_C = 100^\circ\text{C}$ | Continuous Drain Current, V_{GS} @ 10V | 118⑥ | |
| I_{DM} | Pulsed Drain Current ① | 680 | |
| P_D @ $T_C = 25^\circ\text{C}$ | Power Dissipation | 330 | W |
| | Linear Derating Factor | 2.2 | W/°C |
| V_{GS} | Gate-to-Source Voltage | ± 20 | V |
| E_{AS} | Single Pulse Avalanche Energy② | 560 | mJ |
| I_{AR} | Avalanche Current | See Fig.12a, 12b, 15, 16 | A |
| E_{AR} | Repetitive Avalanche Energy⑦ | | mJ |
| dv/dt | Peak Diode Recovery dv/dt ③ | 5.0 | V/ns |
| T_J | Operating Junction and | -55 to + 175 | °C |
| T_{STG} | Storage Temperature Range | | |
| | Soldering Temperature, for 10 seconds | | |
| | Mounting Torque, 6-32 or M3 screw | 300 (1.6mm from case) 10 lbf•in (1.1N•m) | |

Thermal Resistance

| | Parameter | Typ. | Max. | Units |
|-----------------|-------------------------------------|------|------|-------|
| $R_{\theta JC}$ | Junction-to-Case | — | 0.45 | °C/W |
| $R_{\theta CS}$ | Case-to-Sink, Flat, Greased Surface | 0.50 | — | |
| $R_{\theta JA}$ | Junction-to-Ambient | — | 62 | |

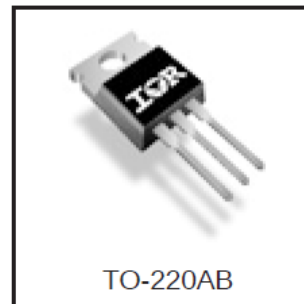
HEXFET® Power MOSFET



$$V_{DSS} = 55V$$

$$R_{DS(on)} = 5.3m\Omega$$

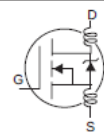
$$I_D = 169A⑥$$



TO-220AB

Electrical Characteristics @ $T_J = 25^\circ\text{C}$ (unless otherwise specified)

| | Parameter | Min. | Typ. | Max. | Units | Conditions |
|---------------------------------|--------------------------------------|------|-------|------|---------------------|--|
| $V_{(BR)DSS}$ | Drain-to-Source Breakdown Voltage | 55 | — | — | V | $V_{GS} = 0V$, $I_D = 250\mu A$ |
| $\Delta V_{(BR)DSS}/\Delta T_J$ | Breakdown Voltage Temp. Coefficient | — | 0.057 | — | V/ $^\circ\text{C}$ | Reference to 25°C , $I_D = 1mA$ |
| $R_{DS(on)}$ | Static Drain-to-Source On-Resistance | — | 4.6 | 5.3 | m Ω | $V_{GS} = 10V$, $I_D = 101A$ ④ |
| $V_{GS(th)}$ | Gate Threshold Voltage | 2.0 | — | 4.0 | V | $V_{DS} = 10V$, $I_D = 250\mu A$ |
| g_{fs} | Forward Transconductance | 69 | — | — | S | $V_{DS} = 25V$, $I_D = 110A$ |
| I_{DSS} | Drain-to-Source Leakage Current | — | — | 20 | μA | $V_{DS} = 55V$, $V_{GS} = 0V$ |
| | | — | — | 250 | | $V_{DS} = 44V$, $V_{GS} = 0V$, $T_J = 150^\circ\text{C}$ |
| I_{GSS} | Gate-to-Source Forward Leakage | — | — | 200 | nA | $V_{GS} = 20V$ |
| | Gate-to-Source Reverse Leakage | — | — | -200 | | $V_{GS} = -20V$ |
| Q_g | Total Gate Charge | — | 170 | 260 | nC | $I_D = 101A$ |
| Q_{gs} | Gate-to-Source Charge | — | 44 | 66 | | $V_{DS} = 44V$ |
| Q_{gd} | Gate-to-Drain ("Miller") Charge | — | 62 | 93 | | $V_{GS} = 10V$ ④ |
| $t_{d(on)}$ | Turn-On Delay Time | — | 13 | — | ns | $V_{DD} = 38V$ |
| t_r | Rise Time | — | 190 | — | | $I_D = 110A$ |
| $t_{d(off)}$ | Turn-Off Delay Time | — | 130 | — | | $R_G = 1.1\Omega$ |
| t_f | Fall Time | — | 110 | — | | $V_{GS} = 10V$ ④ |
| L_D | Internal Drain Inductance | — | 4.5 | — | nH | Between lead, 6mm (0.25in.) from package and center of die contact |
| L_S | Internal Source Inductance | — | 7.5 | — | | |
| C_{iss} | Input Capacitance | — | 5480 | — | pF | $V_{GS} = 0V$ |
| C_{oss} | Output Capacitance | — | 1210 | — | | $V_{DS} = 25V$ |
| C_{rss} | Reverse Transfer Capacitance | — | 280 | — | | $f = 1.0MHz$, See Fig. 5 |
| C_{oss} | Output Capacitance | — | 5210 | — | | $V_{GS} = 0V$, $V_{DS} = 1.0V$, $f = 1.0MHz$ |
| C_{oss} | Output Capacitance | — | 900 | — | | $V_{GS} = 0V$, $V_{DS} = 44V$, $f = 1.0MHz$ |
| $C_{oss \text{ eff.}}$ | Effective Output Capacitance ⑤ | — | 1500 | — | | $V_{GS} = 0V$, $V_{DS} = 0V$ to $44V$ |

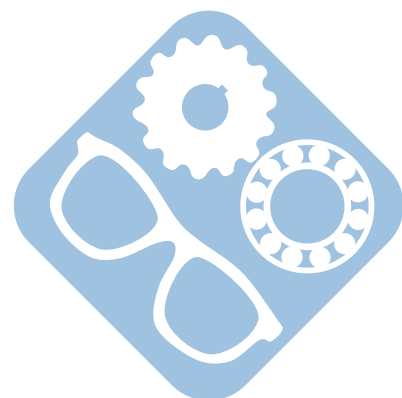


Source-Drain Ratings and Characteristics

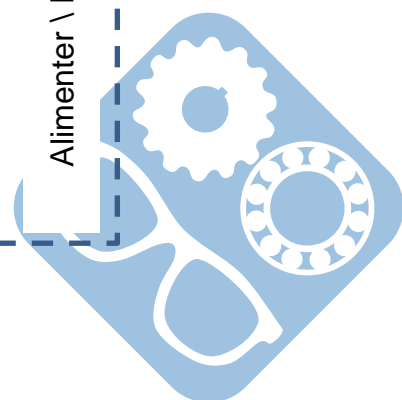
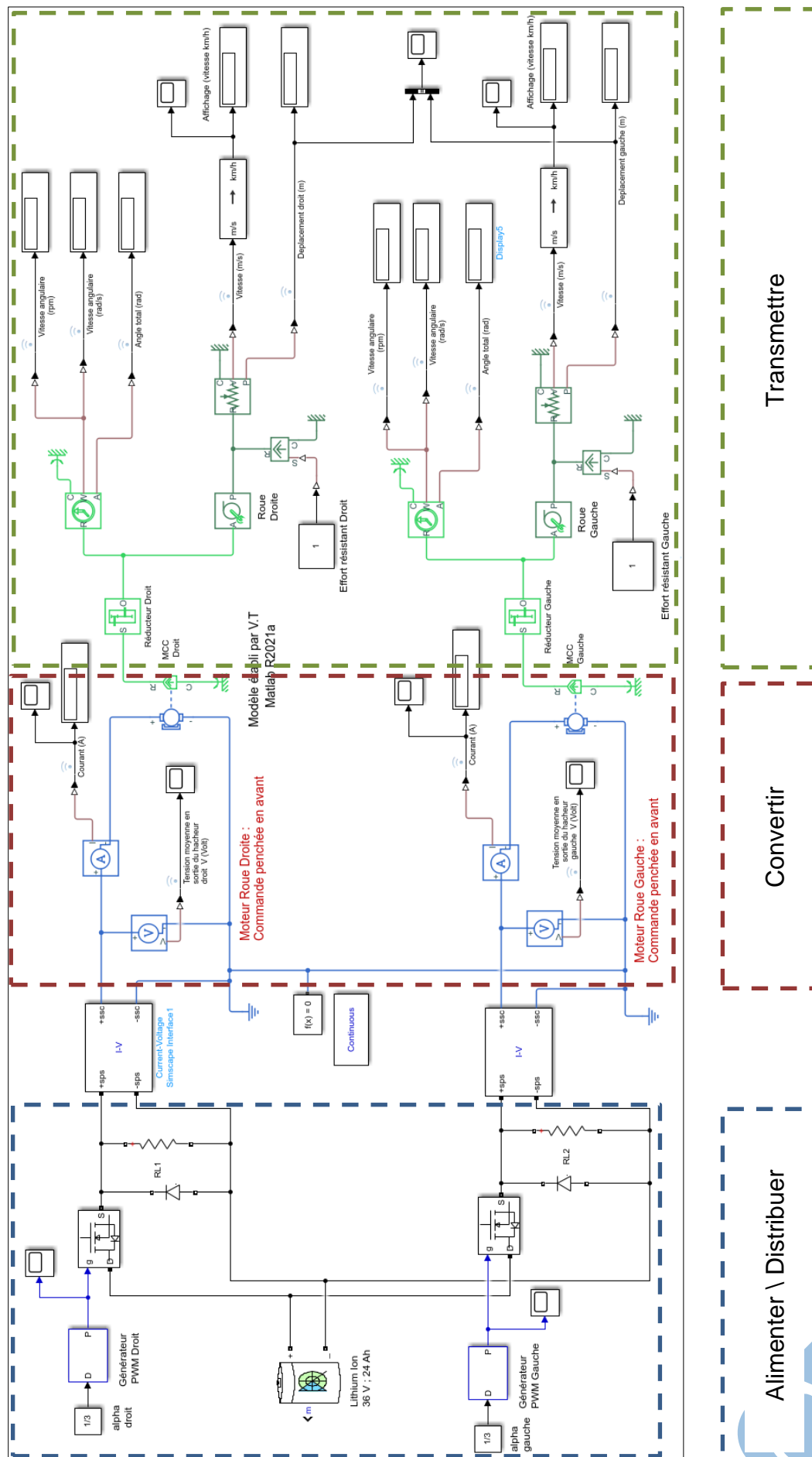
| | Parameter | Min. | Typ. | Max. | Units | Conditions |
|----------|--|---|------|------|-------|--|
| I_S | Continuous Source Current (Body Diode) | — | — | 169⑥ | A | MOSFET symbol showing the integral reverse p-n junction diode. |
| I_{SM} | Pulsed Source Current (Body Diode) ① | — | — | 680 | | |
| V_{SD} | Diode Forward Voltage | — | — | 1.3 | V | $T_J = 25^\circ\text{C}$, $I_S = 101A$, $V_{GS} = 0V$ ④ |
| t_{rr} | Reverse Recovery Time | — | 88 | 130 | ns | $T_J = 25^\circ\text{C}$, $I_F = 101A$ |
| Q_{rr} | Reverse Recovery Charge | — | 250 | 380 | nC | $di/dt = 100A/\mu s$ ④ |
| t_{on} | Forward Turn-On Time | Intrinsic turn-on time is negligible (turn-on is dominated by $L_S + L_D$) | | | | |

Notes:

- ① Repetitive rating; pulse width limited by max. junction temperature. (See fig. 11).
- ② Starting $T_J = 25^\circ\text{C}$, $L = 0.11mH$, $R_G = 25\Omega$, $I_{AS} = 101A$. (See Figure 12).
- ③ $I_{SD} \leq 101A$, $di/dt \leq 210A/\mu s$, $V_{DD} \leq V_{(BR)DSS}$, $T_J \leq 175^\circ\text{C}$
- ④ Pulse width $\leq 400\mu s$; duty cycle $\leq 2\%$.
- ⑤ $C_{oss \text{ eff.}}$ is a fixed capacitance that gives the same charging time as C_{oss} while V_{DS} is rising from 0 to 80% V_{DSS} .
- ⑥ Calculated continuous current based on maximum allowable junction temperature. Package limitation current is 75A.
- ⑦ Limited by T_{Jmax} , see Fig.12a, 12b, 15, 16 for typical repetitive avalanche performance.



DT5 – Modèle multiphysique en boucle ouverte de la chaîne d'énergie



CFA-ERS



Hinges with friction brake

Technopolymer

MATERIAL

High-resilience polyamide based (PA) technopolymer, black colour, matte finish.

ROTATING PIN

Black-oxide steel.

STANDARD EXECUTION

Pass-through holes for countersunk head screws.

ADJUSTABLE HANDLE FOR CLAMPING

Glass-fibre reinforced polyamide based (PA) technopolymer, black colour, matte finish.

Red writing "PUSH" tampoprinted on the lever body (avoid contact with solvents, alcohol or detergents containing alcohol).

Black-oxide steel retaining screw, AISI 302 stainless steel return spring.

Boss with threaded blind hole in black-oxide steel (CFA.49 and CFA.65) or brass (CFA.97).

ROTATION ANGLE (APPROXIMATE VALUE)

Max 215° (-35° and +180° being 0° the condition where the two interconnected surfaces are on the same plane).

Do not exceed the rotation angle limit so as not to prejudice the hinge mechanical performance.

FEATURES AND APPLICATIONS

CFA-ERS hinge with friction brake allows to adjust the door open and close desired positions, and also the door clamping in any position within the rotation angle of 215°.

INSTRUCTIONS OF USE

The friction effect is obtained by clamping the two hinged bodies using the special adjustable handle.

To operate the adjusting mechanism, push down the lever (PUSH). By releasing the lever, the spring releases the toothing, thus the handle can return to its starting position and the lever can rotate freely together with the door without obstructing the movement, even in case of accidental shock.

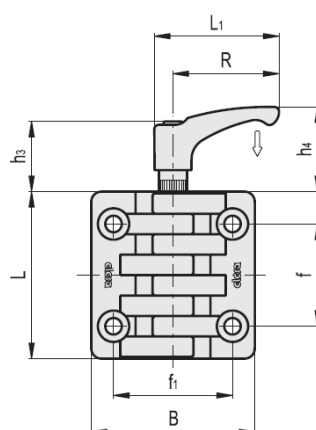
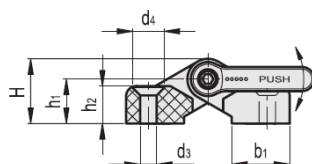
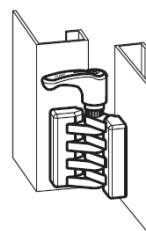
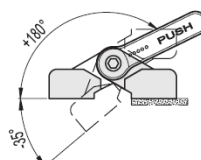
The high number of teeth within the adjustable handle guarantees rotation even in case of very limited movement of the lever arm.

To choose the convenient type and the right number of hinges for your application, see the Guidelines (on page 1368).

For strength data, see the correspondent products of the series CFA. (see page 1370).



FM design



| Code | Description | L | B | L1 | f±0.25 | f1±0.25 | H | h1 | h2 | h3 | h4 | b1 | R | d3 | d4 | △ |
|--------|------------------|------|------|------|--------|---------|----|----|------|----|----|----|----|------|------|-----|
| 422134 | CFA.49-ERS-SH-5 | 49.5 | 48 | 52 | 30 | 31 | 19 | 13 | 11 | 29 | 36 | 17 | 44 | 5.5 | 10 | 40 |
| 422234 | CFA.65-ERS-SH-6 | 65 | 64 | 52 | 40 | 40 | 23 | 15 | 13.5 | 29 | 36 | 24 | 44 | 6.5 | 11.5 | 75 |
| 422334 | CFA.97-ERS-SH-10 | 96.5 | 97.5 | 73.5 | 59.5 | 62.5 | 35 | 23 | 20.5 | 37 | 48 | 35 | 63 | 10.5 | 20 | 240 |

Hinges

Technopolymer

MATERIAL

High-resilience polyamide based (PA) technopolymer, black colour, matte finish. Grey RAL 7040 (C33) only for CFA-SH execution.

ROTATING PIN

AISI 303 stainless steel.

STANDARD EXECUTIONS

- **CFA-B:** nickel-plated brass bosses with threaded hole.
- **CFA-p:** nickel-plated steel threaded studs.
- **CFA-SH:** pass-through holes for countersunk head screws.
- **CFA-TI-SH:** pass-through holes for countersunk head screws and rear housing to accommodate the head of threaded inserts.
- **CFA-CH:** pass-through holes for cylindrical head screws.
- **CFA-B-p:** nickel-plated brass bosses with threaded hole and nickel-plated steel threaded studs.
- **CFA-B-SH:** nickel-plated brass bosses with threaded hole and pass-through holes for countersunk head screws.
- **CFA-B-CH:** nickel-plated brass bosses with threaded hole and pass-through holes for cylindrical head screws.
- **CFA-p-SH:** nickel-plated steel threaded studs pass-through holes for countersunk head screws.
- **CFA-p-CH:** nickel-plated steel threaded studs and pass-through holes for cylindrical head screws.



FA design

CFA-B

| Code | Description | L | B | d1 | h | f±0.25 | f1 ±0.25 | H | h1 | h2 | b1 | d | C# [Nm] | ⚖ |
|--------|--------------|------|------|-----|-----|--------|----------|----|-----|------|----|---|---------|-----|
| 422391 | CFA.40 B-M4 | 39.5 | 38.5 | M4 | 6.5 | 25 | 25 | 14 | 9.5 | 9.5 | 14 | 3 | 5 | 23 |
| 422111 | CFA.49 B-M5 | 49.5 | 48 | M5 | 8.5 | 30 | 31 | 19 | 13 | 11 | 17 | 4 | 5 | 39 |
| 422113 | CFA.49 B-M6 | 49.5 | 48 | M6 | 8 | 30 | 31 | 19 | 13 | 11 | 17 | 4 | 5 | 38 |
| 422211 | CFA.65 B-M6 | 65 | 64 | M6 | 9 | 40 | 40 | 23 | 15 | 13.5 | 24 | 5 | 5 | 85 |
| 422311 | CFA.97 B-M10 | 96.5 | 97.5 | M10 | 15 | 59.5 | 62.5 | 35 | 23 | 20.5 | 35 | 8 | 5 | 306 |

CFA-p

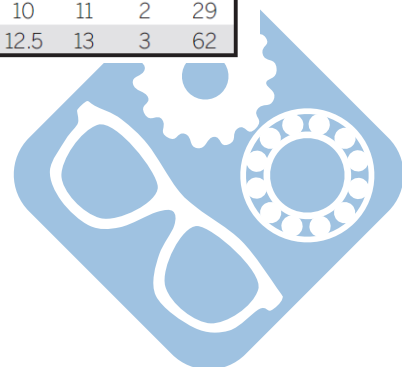
| Code | Description | L | B | d2 | l | f±0.25 | f1 ±0.25 | H | h1 | h2 | b1 | d | C# [Nm] | ⚖ |
|--------|-----------------|------|------|-----|----|--------|----------|----|----|------|----|---|---------|-----|
| 422121 | CFA.49 p-M5x14 | 49.5 | 48 | M5 | 14 | 30 | 31 | 19 | 13 | 11 | 17 | 4 | 5 | 45 |
| 422221 | CFA.65 p-M6x18 | 65 | 64 | M6 | 18 | 40 | 40 | 23 | 15 | 13.5 | 24 | 5 | 5 | 90 |
| 422321 | CFA.97 p-M10x20 | 96.5 | 97.5 | M10 | 20 | 59.5 | 62.5 | 35 | 23 | 20.5 | 35 | 8 | 5 | 330 |

CFA-SH

| Code | Description | L | B | f±0.25 | f1 ±0.25 | H | h1 | h2 | b1 | d | d3 | d4 | C# [Nm] | ⚖ |
|--------|--------------|------|------|--------|----------|----|-----|------|----|---|------|------|---------|-----|
| 422411 | CFA.40 SH-4 | 39.5 | 38.5 | 25 | 25 | 14 | 9.5 | 9.5 | 14 | 3 | 4.5 | 8.5 | 1 | 14 |
| 422131 | CFA.49 SH-5 | 49.5 | 48 | 30 | 31 | 19 | 13 | 11 | 17 | 4 | 5.5 | 10 | 2 | 29 |
| 422231 | CFA.65 SH-6 | 65 | 64 | 40 | 40 | 23 | 15 | 13.5 | 24 | 5 | 6.5 | 12.5 | 3 | 62 |
| 422331 | CFA.97 SH-10 | 96.5 | 97.5 | 59.5 | 62.5 | 35 | 23 | 20.5 | 35 | 8 | 10.5 | 20 | 5 | 221 |

CFA-TI-SH

| Code | Description | L | B | d6 | f±0.25 | f1 ±0.25 | H | h1 | h2 | h4 | b1 | d | d3 | d4 | d6 | C# [Nm] | ⚖ |
|--------|----------------|------|------|----|--------|----------|----|-----|------|-----|----|---|-----|------|----|---------|----|
| 422416 | CFA.40 TI-SH-4 | 39.5 | 38.5 | 10 | 25 | 25 | 14 | 9.5 | 9.5 | 1.3 | 14 | 3 | 4.5 | 8.5 | - | 1 | 14 |
| 422136 | CFA.49 TI-SH-5 | 49.5 | 48 | 11 | 30 | 31 | 19 | 13 | 11 | 1.5 | 17 | 4 | 5.5 | 10 | 11 | 2 | 29 |
| 422237 | CFA.65 TI-SH-6 | 65 | 64 | 13 | 40 | 40 | 23 | 15 | 13.5 | 1.8 | 24 | 5 | 6.5 | 12.5 | 13 | 3 | 62 |



Présentation :

Les codes EAN 8 sont des code-barres EAN à 8 chiffres et ils sont une version abrégée des codes-barres EAN 13. Ils sont régis par un système global établi par l'European Article Numbering pour l'identification univoque d'objets.

Sous forme de codes à barres, ces numéros peuvent être lus par un scanner optique.

Un code EAN 8 se compose de 8 chiffres :

- Les 7 premiers sont les chiffres utiles (usable digit).
- Le huitième est la clé de contrôle (check digit).

Codage des chiffres :

Le codage de chacun des chiffres (usable digit et check digit) se fait à l'aide de codes binaires de 7 bits affichés dans deux tables de correspondance.

Suivant la position du chiffre dans le code, le codage est différent.

Pour coder les quatre premiers chiffres, on utilise les codes binaires de gauche et pour les quatre chiffres suivants, on utilise les codes binaires de droite.

| Chiffre | Gauche | Droite |
|---------|---------|---------|
| 0 | 0001101 | 1110010 |
| 1 | 0011001 | 1100110 |
| 2 | 0010011 | 1101100 |
| 3 | 0111101 | 1000010 |
| 4 | 0100011 | 1011100 |
| 5 | 0110001 | 1001110 |
| 6 | 0101111 | 1010000 |
| 7 | 0111011 | 1000100 |
| 8 | 0110111 | 1001000 |
| 9 | 0001011 | 1110100 |

Chaque **Zéro** logique est codé par une bande blanche de largeur élémentaire et chaque **Un** logique est codé par une bande noire de largeur élémentaire.

Zones de garde :

Un code-barres EAN 8 complet débute et se termine par une zone de garde normale qui est codée 101 et contient également une zone de garde centrale qui est codée 01010 et qui sépare les 4 premiers chiffres des 4 suivants.

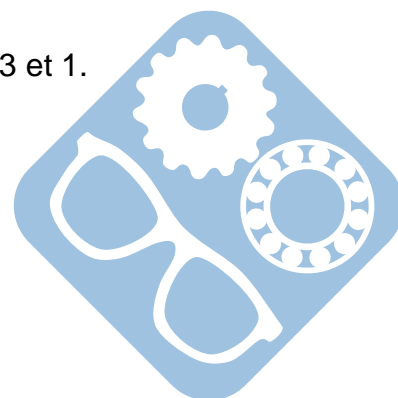
Déchiffrement :

Le déchiffrement du code EAN 8 consiste en la lecture binaire des bandes verticales, qui peuvent alors être traduites via la table de correspondance.

Calcul de la clé de contrôle EAN 8 :

Le calcul de la clé de contrôle se fait uniquement sur les sept premiers chiffres suivant le principe suivant.

- A chaque chiffre utile, on associe un poids en alternant les poids entre 3 et 1.
 - On a donc respectivement les poids 3, 1, 3, 1, 3, 1, 3.
- On multiplie le poids et le chiffre correspondant.
- On additionne l'ensemble des résultats partiels.
- On détermine le reste de la division euclidienne par 10.



- La clé est obtenue par la soustraction suivante : $10 - \text{reste}$.
 - Si le reste est égal à 0, la clé est 0.

A titre d'exemple, avec le code **47 19 51 2**, la clé de contrôle est égale à **7**.

Le code EAN 8 complet s'écrit alors : **47 19 51 27**.



DT8 – Code EAN 8 de la version du GUS



Question 1 :

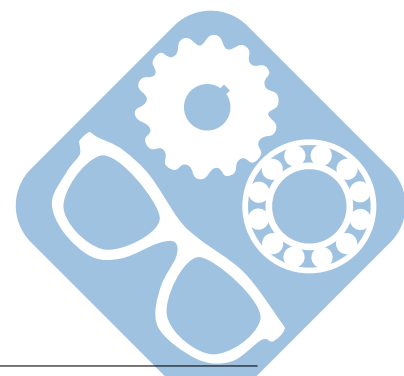
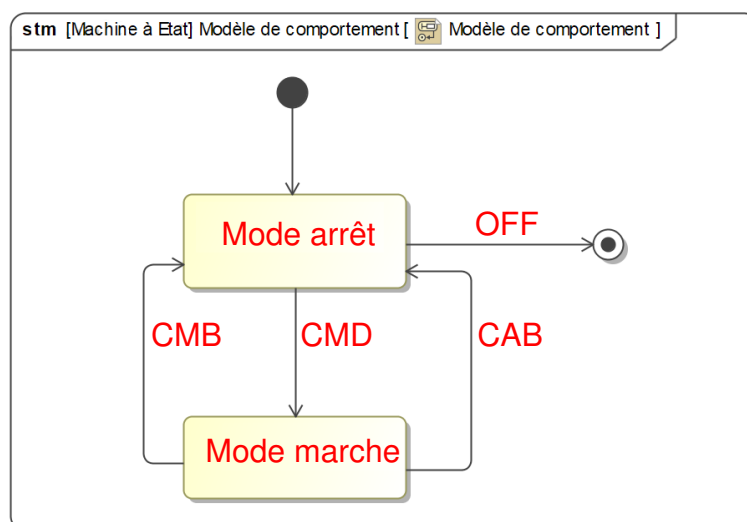
On peut lire sur le document DT1 les informations suivantes :

- Exigence 1.6.1 : 20 km d'autonomie.
- Exigence 1.4 : Vitesse maximale de 6 km/h.
- Exigence 1.1.1.2 : Une surface nécessaire inférieure à 0,65 m².

Un déplacement de 20 km par jour est assez important, donc l'autonomie journalière est très largement satisfaisante.

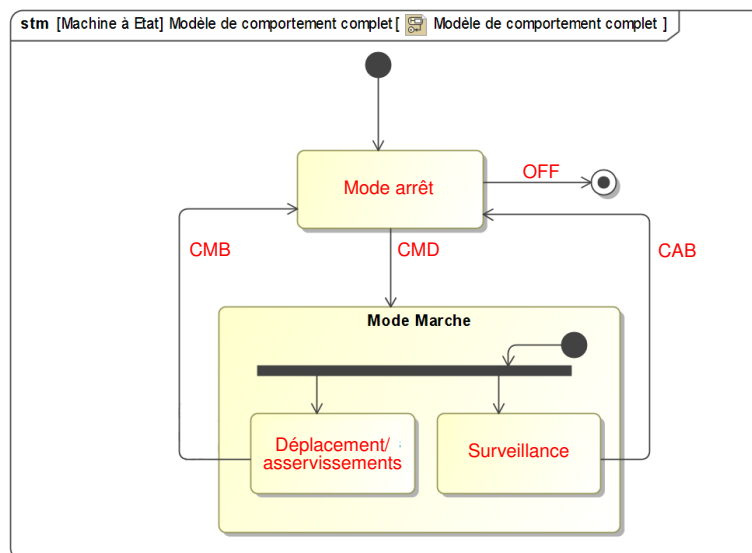
Question 2 :

Il suffit de compléter les états manquants et les transitions manquantes à partir de la description fonctionnelle proposée. On peut accepter une seule flèche avec un OU dans les deux conditions : CAB + CMB



Question 3 :

Il suffit de compléter les états manquants et les transitions manquantes à partir de la description fonctionnelle proposée.

**Question 4 :**

Le béquillage est automatique et se fait en moins de 200 ms. Les exigences 1.2 et 1.2.1 sont donc respectées.

Question 5 :

| De | Vers | Type de flux |
|--------------------------------|--------------------------------|---------------------------------------|
| : Batterie | : Hacheur quatre quadrants [2] | Flux énergie électrique |
| : Hacheur quatre quadrants [2] | : MotoRéducteur CC [2] | Flux énergie électrique |
| : MotoRéducteur CC [2] | : Roue [2] | Flux énergie mécanique de rotation |
| : Roue [2] | : Route | Flux énergie mécanique de translation |

| De | Vers | Type de flux |
|---|---|------------------------------------|
| : MotoRéducteur CC [2] (entrée du bloc) | : MCC | Flux énergie électrique |
| : MCC | : Réducteur | Flux énergie mécanique de rotation |
| : Réducteur | : MotoRéducteur CC [2] (sortie du bloc) | Flux énergie mécanique de rotation |

Correction

Question 6 :

Sur la documentation du moteur, on peut lire que sa vitesse de sortie du moto-réducteur en charge est de 200 rpm, soit 200 tours par minute. On obtient donc une vitesse de

$$\omega = 200 \cdot \frac{2\pi}{60} \approx 20 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Le diamètre de la roue est de 42 cm, soit

$$V = \frac{D_R}{2} \cdot \omega = 0,21 \cdot 20 = 4,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Cette vitesse correspond à

$$V = 4,2 \cdot \frac{3600}{1000} = 15,12 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

Donc, l'exigence 1.4.1 est satisfaite.

Question 7 :

La puissance à vide vaut $P_{\text{vide}} = U_0 \cdot I_0$. L'énoncé dit que

$$P_{\text{vide}} = U_0 \cdot I_0 = P_{\text{Joule}} + P_{\text{Pertes collectives}} = R \cdot I_0^2 + C_p \cdot \Omega_{\text{vide}}$$

donc

$$C_p = \frac{U_0 \cdot I_0 - R \cdot I_0^2}{N_{\text{vide}}} \cdot \frac{60}{2\pi} = \frac{36 \cdot 3,3 - 0,4 \cdot 3,3^2}{250} \cdot \frac{60}{2\pi} = 4,37 \text{ Nm}$$

Question 8 :

La puissance nominale est de 500 W en charge avec une vitesse de 200 rpm (tours par minute). On a donc :

$$P_u = C_{\text{nom}} \cdot \Omega_{\text{nom}} \Rightarrow C_{\text{nom}} = \frac{P_u}{\Omega_{\text{nom}}} = \frac{P_u}{N_{\text{nom}}} \cdot \frac{60}{2\pi} = \frac{500}{200} \cdot \frac{60}{2\pi} \approx 25 \text{ N} \cdot \text{m}$$

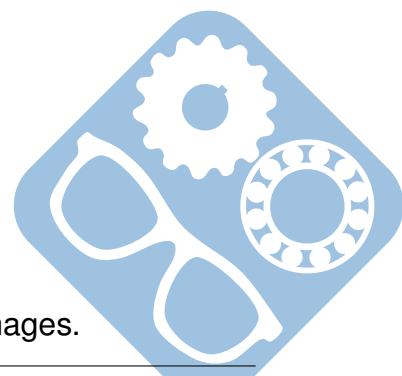
Le couple maximal est :

$$C_{\text{max}} = \frac{P_{\text{max}}}{\Omega_{\text{nom}}} = \frac{P_{\text{max}}}{N_{\text{nom}}} \cdot \frac{60}{2\pi} = \frac{1000}{200} \cdot \frac{60}{2\pi} \approx 50 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Le rendement nominal est :

$$\eta = \frac{P_u}{P_{\text{abs}}} = \frac{P_u}{U_0 \cdot I_0} = \frac{500}{36 \cdot 17} = \frac{500}{612} \approx 83,3\%$$

Le rendement nominal est assez bon, surtout avec le réducteur à engrenages.



Correction

Question 9 :

Il faut prendre en compte la réduction.

$$\Omega_{M_{vide}} = R_{red} \cdot N_{vide} \cdot \frac{2\pi}{60} = 17 \cdot 250 \cdot \frac{2\pi}{60} \approx 425 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

On peut alors en déduire le coefficient K_E et on obtient

$$E = K_E \cdot \Omega_M \Rightarrow K_E = \frac{36}{425} \approx \frac{7}{85} \approx 0,08 \text{ V} \cdot \text{rad} \cdot \text{s}^{-1} \text{ ou } \text{V} \cdot \text{s}^{-1}$$

Question 10 :

$$\sin(\delta) = \frac{C_{Total}}{m_{passager} \cdot g \cdot \ell} \Rightarrow \delta = \arcsin\left(\frac{C_{Total}}{m_{passager} \cdot g \cdot \ell}\right)$$

Par application numérique, on a :

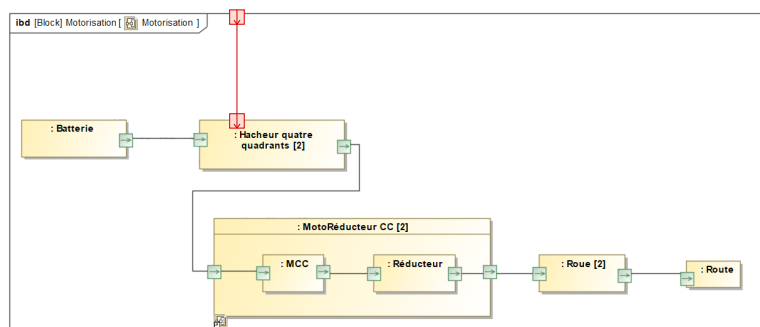
$$\delta_{min} = \arcsin\left(\frac{C_{Total}}{\ell \cdot m_{passager \text{ max}} \cdot g}\right) = \arcsin\left(\frac{2 \cdot 48}{0,5 \cdot 100 \cdot 9,81}\right) = 11,5$$

La valeur de cet angle augmente si la masse du passager diminue, c'est donc le pire des cas.

Le couple est compatible avec un angle de δ_{min} , il faut que le béquillage entre en jeu pour un angle plus petit que celui-ci.

Question 11 :

Flux d'information entre la carte de commande et le hacheur (4 transistors par hacheur et deux hacheurs, il y a 8 informations en parallèle).



Question 12 :

Il faut 4 quadrants car le moteur fonctionne dans les deux sens et puisse fonctionner en générateur. Il faut donc un 4 quadrants.

Il faut trois segments pour l'interrupteur K_i . Il faut ainsi que chaque interrupteur soit bidirectionnel en courant et unidirectionnel en tension.

Question 13 :

Le DT indique pour l'interrupteur une tension max de 55 V. La tension maximale de la batterie est de 36 V. Le coefficient de sécurité est de $\frac{36}{55} \approx 0,7$.

Le courant max est de 34 A, le courant max dans le transistor est de 169 A, le coefficient de sécurité est de $\frac{34}{169} = 0,2$. Le choix de l'interrupteur de commande est donc tout à fait valide.

Correction

Question 14 :

| | | | | | | | | | | | |
|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| K ₁ | K ₂ | K ₃ | K ₄ | T ₁ | D ₁ | T ₂ | D ₂ | T ₃ | D ₃ | T ₄ | D ₄ |
| Ac | Ac | In | In | Ac | In | In | Ac | In | In | In | In |

On reconnaît ici un hacheur série.

Question 15 :

$$\langle U_m \rangle = \alpha \cdot V_{\text{bat}}$$

Question 16 :

Tous les mouvements se font dans le plan et les efforts sont symétriques par rapport à ce plan, on peut donc utiliser cette modélisation.

Question 17 :

$$\tan \theta = \frac{d_v}{d_h} \text{ soit } \theta = \arctan \frac{d_v}{d_h}$$

Par application numérique avec une pente à 10%, on a $\theta = \arctan \frac{1}{10} = \frac{1}{4} \cdot \frac{\pi}{8} \approx 0,1 \text{ rad}$

Question 18 :

θ est petit donc $\sin(\theta) = \tan(\theta)$, donc

$$F_{RT} = M \cdot g \cdot \sin(\theta) = 160 \cdot 9,81 \cdot \frac{1}{10} = 156,8 \text{ N}$$

Question 19 :

θ est petit donc $\cos(\theta) = 1$, donc

$$\text{On obtient directement } F_{\text{Roul}} = -M \cdot g \cdot C_{rr} \cdot \cos(\theta) = -160 \cdot 9,81 \cdot 0,02 = -31,36 \text{ N}$$

F_{Roul} représente 20% de F_{RT} , il ne peut pas être négligée.

Question 20 :

$$\text{On a : } d_g = R_{\text{int}} \cdot \varphi \text{ et } d_d = R_{\text{ext}} \cdot \varphi = (R_{\text{int}} + dl) \cdot \varphi$$

$$d_d - d_g = (R_{\text{int}} + dl) \cdot \varphi - R_{\text{int}} \cdot \varphi = d_\ell \cdot \varphi \text{ donc } \varphi = \frac{d_d - d_g}{d_\ell} = \frac{13,15 - 11,52}{0,63} = \frac{1,63}{0,63} = \frac{1}{\frac{2}{3}} + 1 = 2,5 \text{ rad}$$

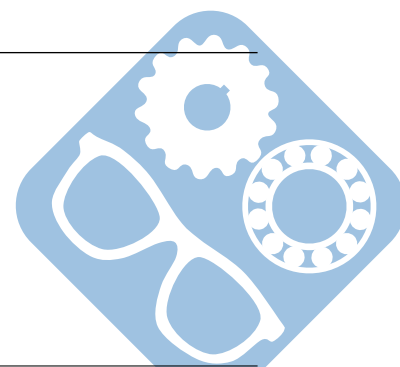
Question 21 :

$$R = \frac{R_{\text{int}} + R_{\text{ext}}}{2}$$

$$R = \frac{d_g + d_d}{2 \cdot \varphi}$$

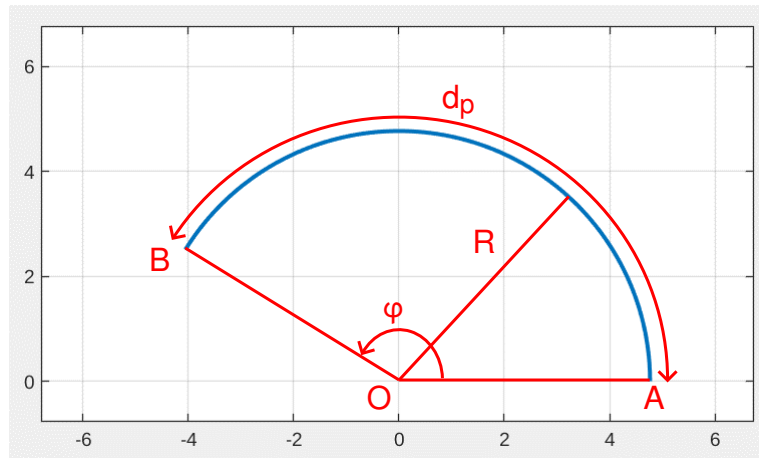
$$\text{Donc, } R = \frac{d_\ell}{2} \cdot \frac{d_d + d_g}{d_d - d_g} = \frac{0,63}{2} \cdot \frac{24,67}{1,63} = 24,67 \cdot 0,2 \approx 5 \text{ m}$$

$$\text{On obtient donc } d_p = R \cdot \varphi = 5 \cdot 2,59 = 13 \text{ m.}$$

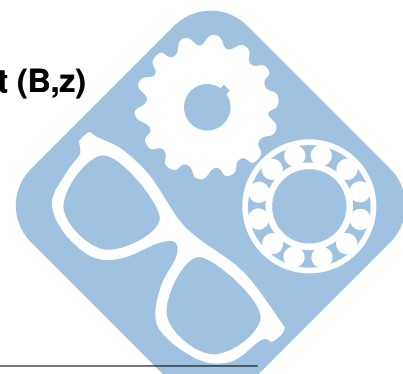
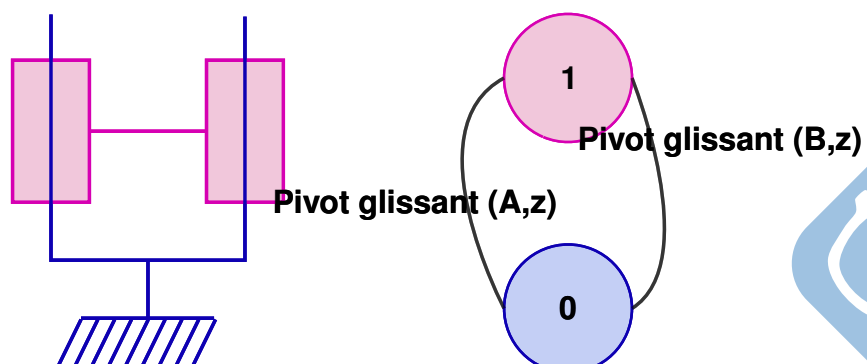


Correction

Question 22 :



Question 23 :



Question 24 :

Par l'approche cinématique, on peut écrire les deux torseurs suivants :

$$\{V_{1/0}^1\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \Omega_{1/0}^1 & V_{A \in 1/0}^1 \end{Bmatrix}_A \quad \text{et} \quad \{V_{1/0}^2\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \Omega_{1/0}^2 & V_{B \in 1/0}^2 \end{Bmatrix}_B$$

On déplace le premier torseur $\{V_{1/0}^1\}$ au point B, on a :

$$\overrightarrow{V_{B \in 1/0}^1} = \overrightarrow{V_{A \in 1/0}^1} + \overrightarrow{BA} \wedge \overrightarrow{\Omega_{1/0}^1} = V_{A,z}^1 \cdot \vec{z} - L \cdot \vec{y} \wedge \omega_z^1 \cdot \vec{z} = V_{A,z}^1 \cdot \vec{z} - L \cdot \omega_z^1 \cdot \vec{x}$$

Soit,

$$\begin{aligned} \vec{x} : \omega_x^{\text{eq}} &= 0 = 0 \\ \vec{y} : \omega_y^{\text{eq}} &= 0 = 0 \\ \vec{z} : \omega_z^{\text{eq}} &= \omega_z^1 = \omega_z^2 \\ \vec{x} : V_{B,x}^{\text{eq}} &= -L \cdot \omega_z^1 = 0 \\ \vec{y} : V_{B,y}^{\text{eq}} &= 0 = 0 \\ \vec{z} : V_{B,z}^{\text{eq}} &= V_{A,z}^1 = V_{B,z}^2 \end{aligned}$$

$$\{V_{1/0}^{\text{eq}}\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & V_{B \in 1/0}^2 \end{Bmatrix}_B$$

La liaison équivalente est donc une glissière de direction \vec{z} .

Question 25 :

Méthode cinématique : Soit $h = E_c - I_c + m = 6 - 4 + 1 = 3$

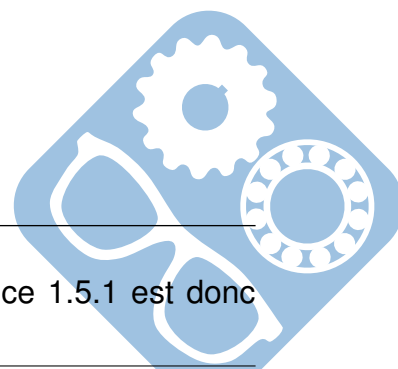
Méthode statique : $h = N_s - r_s = 8 - 6 \cdot (2 - 1) + 1 = 3$

Il faut donc les deux conditions géométriques suivantes :

- Les deux axes (A, \vec{z}) et (B, \vec{z}) sont parallèles (angles θ_y et θ_z),
- même entraxe AB (distance y).

Question 26 :

La translation est supprimée par serrage des écrous à volant. L'exigence 1.5.1 est donc réalisée.



Correction

Question 27 :

En intégrant sur toute la surface, on a :

$$\overrightarrow{R_{2 \rightarrow 1}} = \int (-p_n \cdot \vec{z} + p_t \cdot \vec{v}) \cdot ds = \int (-p_n \cdot \vec{z} + p_t \cdot (-\sin(\theta) \cdot \vec{x} + \cos(\theta) \cdot \vec{y})) \cdot r \cdot dr \cdot d\theta$$

$$\overrightarrow{R_{2 \rightarrow 1}} = \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} (-p_n \cdot \vec{z} + p_t \cdot (-\sin(\theta) \cdot \vec{x} + \cos(\theta) \cdot \vec{y})) \cdot d\theta \int_{r=r_{\text{int}}}^{r=r_{\text{ext}}} r \cdot dr$$

$$\vec{R}_{2 \rightarrow 1} = -p_n \cdot \vec{z} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{(r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2)}{2} = -p_n \cdot \pi \cdot (r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2) \cdot \vec{z}$$

On a : $\overrightarrow{R_{2 \rightarrow 1}} = -F \cdot \vec{z}$ soit $-p_n \cdot \pi \cdot (r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2) \cdot \vec{z} = -F \cdot \vec{z}$

Ainsi, $p_n = \frac{F}{\pi \cdot (r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2)}$

Question 28 :

$$\overrightarrow{M_{O,2 \rightarrow 1}} = \int \vec{OM} \wedge d\vec{F}_{2 \rightarrow 1}(M) = \int r \cdot \vec{u} \wedge (-p_n \cdot \vec{z} + p_t \cdot \vec{v}) \cdot ds = \int r \cdot (p_n \cdot \vec{v} + p_t \cdot \vec{z}) \cdot r \cdot dr \cdot d\theta$$

$$\overrightarrow{M_{O,2 \rightarrow 1}} = \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} (p_n \cdot (-\sin(\theta) \cdot \vec{x} + \cos(\theta) \cdot \vec{y}) + p_t \cdot \vec{z}) \cdot d\theta \int_{r=r_{\text{int}}}^{r=r_{\text{ext}}} r^2 \cdot dr$$

$$\overrightarrow{M_{O,2 \rightarrow 1}} = p_t \cdot 2 \cdot \pi \cdot \vec{z} \cdot \frac{(r_{\text{ext}}^3 - r_{\text{int}}^3)}{3} = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot f \cdot p_n \cdot (r_{\text{ext}}^3 - r_{\text{int}}^3) \cdot \vec{z}$$

Question 29 :

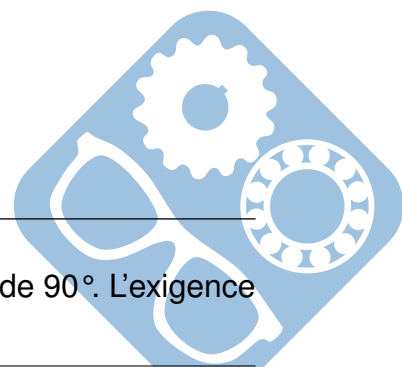
$$C_S = \overrightarrow{M_{O,2 \rightarrow 1}} \cdot \vec{z} = \frac{2}{3} \cdot f \cdot F \cdot \frac{(r_{\text{ext}}^3 - r_{\text{int}}^3)}{(r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2)}$$

Question 30 :

$$C_{S_{\text{Total}}} = 4 \cdot \frac{2}{3} \cdot f \cdot F \cdot \frac{(r_{\text{ext}}^3 - r_{\text{int}}^3)}{(r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2)}$$

Question 31 :

L'angle maximal de la charnière est de 215°, elle convient pour un angle de 90°. L'exigence de pliage est donc validée.



Correction

Question 32 :

$$H_1(p) = \frac{\Gamma(p)}{F(p)} = \frac{K}{\left(1 - \frac{p}{\omega_0}\right) \left(1 + \frac{p}{\omega_0}\right)}$$

Les deux racines sont donc :

$$p_1 = \omega_0 \text{ et } p_2 = -\omega_0$$

Comme une des racines a une partie réelle positive, cela signifie que le système est instable.

Question 33 :

$$FTBO(p) = \frac{K_c \cdot K_1}{(1 + \tau_c \cdot p) \cdot (1 - \tau \cdot p)}$$

, avec $a \cdot \tau_c = \tau$.

$$\frac{S(p)}{E(p)} = FTBF(p) = \frac{FTBO}{1 + FTBO} = \frac{K_1 \cdot K_c}{\left(1 + \frac{\tau}{a} \cdot p\right) \cdot (1 - \tau \cdot p)} \cdot \frac{1}{1 + \frac{K_1 \cdot K_c}{\left(1 + \frac{\tau}{a} \cdot p\right) \cdot (1 - \tau \cdot p)}}$$

$$\frac{S(p)}{E(p)} = \frac{K_1 \cdot K_c}{\left(1 + \frac{\tau}{a} \cdot p\right) \cdot (1 - \tau \cdot p) + K_1 \cdot K_c}$$

$$\frac{S(p)}{E(p)} = \frac{K_1 \cdot K_c}{(1 + K_1 \cdot K_c) - \tau \cdot \left(1 - \frac{1}{a}\right) \cdot p - \frac{\tau^2}{a} \cdot p^2}$$

On a donc par identification :

$$K_2 = K_1 \cdot K_c$$

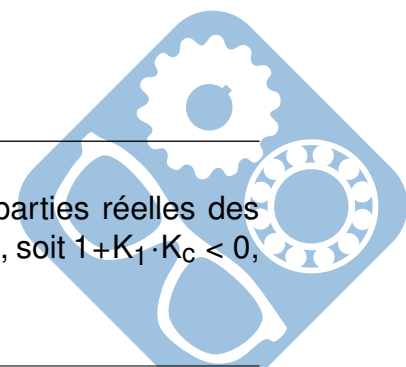
$$a_0 = (1 + K_1 \cdot K_c)$$

$$a_1 = -\tau \cdot \left(1 - \frac{1}{a}\right)$$

$$a_2 = -\frac{\tau^2}{a}$$

Question 34 :

Les coefficients du dénominateur doivent être identiques afin que les parties réelles des racines du polynôme soient négatives. $a_1 < 0$ et $a_2 < 0$, donc il faut $a_0 < 0$, soit $1 + K_1 \cdot K_c < 0$, donc $K_c < \frac{1}{K_1}$



Question 35 :

On obtient :

$$\frac{S(p)}{E(p)} = \frac{2,25}{1,125 + 0,125 \cdot p + 2,25 \cdot p^2} = \frac{2,25}{1,125 \cdot \left(1 + \frac{0,125}{1,125} \cdot p + \frac{2,25 \cdot 10^{-3}}{1,125} \cdot p^2\right)}$$

$$K = \frac{2,25}{1,125} = 2$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{1,184}{2,25 \cdot 10^{-3}}} = 22 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$z = \frac{1}{2} \cdot \frac{0,125}{1,125} \cdot \sqrt{\frac{1,125}{2,25 \cdot 10^{-3}}} = 2$$

Question 36 :

$z > 1$ donc il ne peut pas y avoir de dépassement. Il ne devrait donc pas y avoir de comportement oscillatoire pour le passager sur le fauteuil.

Question 37 :

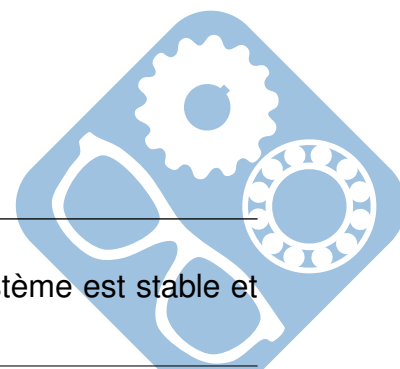
D'après le théorème de la valeur finale, on a :

$$\begin{aligned} \lim_{t \rightarrow \infty} s(t) &= \lim_{p \rightarrow 0} p \cdot S(p) \\ &= \lim_{p \rightarrow 0} p \cdot \text{FTBF}(p) \cdot E(p) \\ &= \lim_{p \rightarrow 0} p \cdot \text{FTBF}(p) \cdot E(p) \text{ avec } E(p) = \frac{1}{p} \\ \lim_{t \rightarrow \infty} s(t) &= \lim_{p \rightarrow 0} p \cdot \frac{2,25}{1,125 \cdot \left(1 + \frac{0,125}{1,125} \cdot p + \frac{2,25 \cdot 10^{-3}}{1,125} \cdot p^2\right)} \cdot \frac{1}{p} \\ &= \frac{2,25}{1,125} = 2 \end{aligned}$$

On lit le temps de réponse : $s(t) = 0,95 \cdot 1,85 \simeq 1,75$ donc $\text{tr}_{5\%} \simeq 0,3 \text{ s}$.
La dynamique globale du système est donc acceptable.

Question 38 :

Grace au correcteur à avance de phase et à la valeur du gain K_c le système est stable et rapide, il répond donc au cahier des charges.



Correction

Question 39 :

Le code est 2014 05 1

| | | | | | | | |
|---------|---|---|---|---|---|---|---|
| Chiffre | 2 | 0 | 1 | 4 | 0 | 5 | 1 |
| Poids | 3 | 1 | 3 | 1 | 3 | 1 | 3 |
| | 6 | 0 | 3 | 4 | 0 | 5 | 3 |

$$6 + 0 + 3 + 4 + 0 + 5 + 3 = 21$$

$$21 \% 10 = 1$$

$$10 - 1 = 9$$

La clé de contrôle est bien 9.

Question 40 :

On peut citer les systèmes avec test de parité comme le Code de Hamming.

Question 41 :

Il faut :

- 3 bits de garde pour le début,
- 4 chiffres codés en 7 bits,
- 5 bits de zone de garde centrale,
- 4 chiffres codés en 7 bits,
- 3 bits de garde pour la fin.

Cela fait un total de $3 + 4 * 7 + 5 + 4 * 7 + 3 = 67$ bits. Il faut donc 67 bandes.

Question 42 :

Un 1 devient un 0 et un 0 devient un 1, c'est donc un complément à un.

Question 43 :

| | | | | | |
|---|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|
| Distance de Hamming $d_{0 \leftrightarrow i}$ | $d_{0 \leftrightarrow 1}$ | $d_{0 \leftrightarrow 2}$ | $d_{0 \leftrightarrow 3}$ | $d_{0 \leftrightarrow 4}$ | $d_{0 \leftrightarrow 5}$ |
| | 2 | 4 | 2 | 4 | 4 |

La distance de Hamming minimale est de 2.

Question 44 :

La distance est la même pour la colonne droite (normal, c'est un complément à 1). Cette solution permet d'éviter les erreurs liées à des valeurs successives trop proches.

Question 45 :

| Champs | Code binaire | Décodage |
|------------------------|---------------------------------|----------|
| Zone de garde gauche | 101 | |
| Chiffres de gauche | 0010011 0001101 0010011 0011001 | 2021 |
| Zone de garde centrale | 01010 | |
| Chiffres de droite | 1110010 1000100 1101100 1011100 | 0724 |
| Zone de garde droite | 101 | |

Le prototype a été développé en juillet 2021 et c'est le second de ce mois.

Question 46 :

L'étude menée s'est concentrée sur les choix de conception du GUS, un fauteuil destiné aux Personnes à Mobilité Réduite et aux seniors, reposant sur une base de type gyropode. Elle a d'abord permis de valider que la supervision informatique du fauteuil garantissait la sécurité du passager, notamment par l'activation automatique des béquilles, aussi bien à l'arrêt qu'en cas de défaillance.

L'analyse s'est ensuite attachée à justifier le choix du moto-réducteur, puis, via une approche MBD (Model-Based Design), à valider la conception de la chaîne d'énergie dans un scénario de fonctionnement extrême.

L'étude s'est poursuivie avec la prise en compte du confort de l'utilisateur, en appuyant les décisions de conception correspondantes.

Elle a également démontré qu'un système de stabilisation pour ce type de fauteuil est techniquement réalisable, ce qui vient légitimer son développement.

Enfin, l'étude s'est conclue par l'analyse du système de gestion des versions, un élément crucial au vu de l'importance des phases de recherche et développement dans ce type de projet.

La principale limite identifiée réside dans les hypothèses formulées lors de l'étude du correcteur. Il apparaît qu'un approfondissement de l'approche MBD permettrait de concevoir un correcteur plus performant.

