

Conception et réalisation d'un simulateur à retour haptique pour l'étude de l'interaction homme/véhicule

Mémoire présenté par
Nicola DE LELLIS, Quentin MATERNE

pour l'obtention du grade de master en
ingénieur civil électromécanicien et ingénieur civil mécanicien

Promoteurs
Paul FISETTE, Bruno DEHEZ

Lecteurs
Denis DOCHAIN, Aubain VERLÉ

Année académique 2015 - 2016

Conception et réalisation d'un simulateur à retour haptique pour l'étude de l'interaction homme/véhicule

Mémoire présenté en vue de l'obtention
du grade d'ingénieur civil électromécanicien par Nicola DE LELLIS
du grade d'ingénieur civil mécanicien par Quentin MATERNE

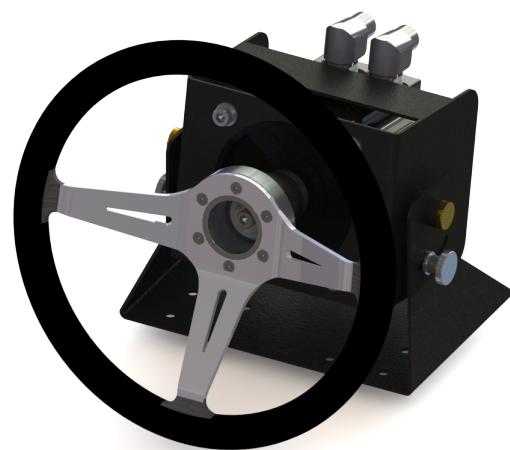
Jury :

Pr Paul Fisette (Promoteur)

Pr Bruno Dehez (Co-promoteur)

Pr Denis Dochain

Ir Aubain Verlé



Remerciements

La réalisation de ce mémoire n'aurait pas été possible sans l'aide de nombreuses personnes. Nous tenons donc à les remercier pour le temps qu'elles ont investi ainsi que pour l'expérience qu'elles nous ont apportée.

Nous remercions nos promoteurs, le Professeur Paul Fiset pour sa confiance et son soutien pendant toute la durée du projet et le Professeur Bruno Dehez pour ses conseils dans le choix et le dimensionnement de l'actionneur.

Nos remerciements vont également à Aubain Verlé pour sa contribution dans le suivi du projet tout au long de l'année ainsi que pour ses précieux conseils de conception, Martin Vanderwegen pour son aide indispensable à la programmation de micro-contrôleurs et de systèmes embarqués, Paul Sente pour son efficace soutien logistique, Thierry Daras et André Lengelé pour les prêts de matériel, leur disponibilité et leurs conseils.

Nous remercions également le LAFAB (Laboratoire de Fabrication mécanique) pour l'usinage des différentes pièces mécaniques.

Finalement, nous aimerions remercier nos familles respectives pour leur soutien quotidien et le temps qu'elles ont consacré à la relecture de ce mémoire.

Table des matières

Remerciements	5
Introduction	9
1 Théorie sur les simulateurs	11
1.1 Terminologie et définitions	11
1.1.1 Haptique	11
1.1.2 Simulateur de conduite	12
1.1.3 Modélisation des composants	14
1.1.3.1 Le châssis	14
1.1.3.2 Le train	14
1.1.3.3 La direction	15
1.1.3.4 Le pneumatique	15
1.2 État de l'art	18
1.2.1 Logiciel	18
1.2.2 Architecture	19
1.2.3 Contrôle	21
1.2.3.1 Dynamique Inverse	21
1.2.3.2 Dynamique Directe	21
1.3 Utilisation de Robotran	22
2 Conception électromécanique	25
2.1 Cahier des charges	25
2.2 Choix de la morphologie	28
2.2.1 Morphologies	28
2.2.1.1 Servomoteur en prise directe	28
2.2.1.2 Servomoteur couplé à une transmission	30
2.2.1.3 Servomoteur couplé à un engrenage à onde de déformation	32
2.2.1.4 Servomoteur couplé à un réducteur cycloïdal	33
2.2.1.5 Servomoteur linéaire avec transmission par poulies	34
2.2.2 Analyse thermique	37
2.2.3 Dimensionnement de l'arbre moteur	38
2.3 Présentation de l'actionneur	40
2.4 Présentation du simulateur	42
2.4.1 Pied	43
2.4.2 Cadre	44
2.4.3 Éléments d'assemblage	45
3 Architecture du système de contrôle	49
3.1 Vue globale du système	49
3.2 Carte de développement ICE AM3359	50
3.3 Servo-variateur LXM32AD30M2	51

3.4	Contrôle du simulateur	52
3.4.1	CANopen	52
3.4.2	Communication série	53
3.4.3	Boucle de contrôle	54
3.5	Sécurité	56
4	Performances et expérimentation du simulateur	59
4.1	Performances	59
4.1.1	Post-traitement des données	60
4.2	Expérimentation	61
4.2.1	Modélisation du kart	61
4.2.1.1	Forces externes	62
4.2.1.2	Forces articulaires	63
4.2.2	Circuit de test	63
4.2.3	Résultats de l'expérimentation	64
4.3	Pistes d'amélioration	65
	Conclusion	69
	Annexes	73
A	Validation du couple fourni par le moteur	75
B	Étapes d'assemblage du simulateur	77
C	Résultats des recherches de solution	79

Introduction

Dans un monde industrialisé sans cesse exposé à de nouvelles technologies, l'intérêt pour la mobilité ne cesse de croître. Cette dernière a une influence importante sur notre société, son environnement et son économie. Les problèmes de mobilité peuvent prendre, dans certains pays, des proportions très importantes. Afin d'essayer d'endiguer ces problèmes et de permettre une évolution continue des véhicules routiers, de nouvelles techniques sont continuellement en cours de développement. Les dernières tendances impliqueraient une simplification de la chaîne de direction dans les véhicules des prochaines années. L'interaction entre l'homme et le véhicule étant au cœur du sujet, une attention accrue se portera, plus particulièrement, sur l'interface que représente le volant. Ce dernier est un élément-clé car il permet de transmettre des sensations. Il est dès lors essentiel dans le processus décisionnel du conducteur.

Ce mémoire présente la conception et la réalisation d'un outil pédagogique permettant de faciliter l'expérimentation et la conception de véhicules incorporant ces nouvelles technologies. Il y est expliqué comment concevoir, dimensionner et réaliser un simulateur de conduite à retour haptique dans le but d'étudier l'interaction entre l'homme et le véhicule.

Ce travail débute par une explication théorique des simulateurs et de leur terminologie, comprenant ainsi un état de l'art et des définitions propres au domaine. Le terme *haptique* est mis en exergue car il est au centre de ce travail et est important dans toutes les parties du simulateur.

Ensuite, la conception est divisée en deux parties : la conception électromécanique (le choix de la morphologie du simulateur ainsi que de son actionnement) et l'architecture du système de contrôle (le choix de la plateforme de développement, des protocoles de communication utilisés et l'implémentation de la boucle de contrôle).

Enfin, une partie est consacrée aux expérimentations effectuées avec le simulateur et plus particulièrement, aux performances de celui-ci. Les performances sont développées afin de comprendre quels sont les éléments limitant le système et comment il est possible d'améliorer celles-ci grâce au post-traitement des données. Une expérimentation menée avec un kart est présentée afin de valider la réalisation du simulateur et de démontrer l'intérêt de l'interfaçage à retour haptique.

Une conclusion marque l'aboutissement de la conception et la réalisation de ce simulateur à retour haptique.

Chapitre 1

Théorie sur les simulateurs

Ce premier chapitre a pour but de mettre en exergue toutes les notions théoriques nécessaires à la compréhension du domaine des simulateurs et en particulier les simulateurs de conduite. Après une section consacrée à la terminologie et aux définitions, un état de l'art des simulateurs de conduite est présenté. Il s'ensuit un résumé explicatif sur l'utilisation et la mise en œuvre de Robotran afin de fournir des simulations d'un modèle simple en temps réel.

1.1 Terminologie et définitions

1.1.1 Haptique

Le but de ce mémoire est de transmettre un retour d'effort grâce à des sensations dites haptiques. Mais que cela signifie-t-il et qu'est-ce que cela implique ?

Le terme "haptique" [1] provient du grec *Haptein* qui a pour signification "toucher". Il est utilisé lorsque l'on étudie la science du toucher ainsi que les phénomènes kinesthésiques (la perception du corps dans l'environnement). Les perceptions haptiques sont des perceptions actives en opposition aux perceptions cutanées qui, elles, sont passives. En effet, une perception passive (cutanée) correspond uniquement à des déformations mécaniques de la couche superficielle de la peau. Dans le cas de perceptions actives (haptiques), on fait face à des stimulations de la peau résultant de mouvements de celle-ci dans l'espace et de son entrée en contact avec des objets.

En terme de sensibilité, le rendu en temps réel dans le domaine haptique est généralement plus complexe que pour la vue. En effet, on parle d'une fréquence de rafraîchissement de 25 [Hz] pour la vue alors que le toucher est de l'ordre de 10 [kHz] pour les vibrations et de 30 à 300 [Hz] pour les variations de force. Lorsque l'on étudie la perception du mouvement, deux catégories se distinguent : si le mouvement est inattendu, on perçoit les variations aux alentours de 1 [Hz] contre 10 [Hz] pour les réflexes, démontrant ainsi l'acuité de notre sens du toucher.

Les dispositifs à retour haptique existent pour de multiples raisons dont les suivantes :

- Reconstituer certaines sensations physiques liées à des actions se déroulant sur un écran par des mouvements dans le sens contraire.
- Combiner la technologie haptique à des enregistrements électromyographiques pour identifier des réponses musculaires.
- Recréer ou amplifier les effets de résistance liés à la conduite d'une voiture, d'un avion ou lors d'une opération chirurgicale.
- Offrir la possibilité de s'immerger dans la manipulation d'objets virtuels dans un espace à 3 dimensions.

Comme il existe des illusions optiques, il existe aussi des illusions haptiques. Celles-ci sont cependant plus difficiles à réaliser car le sens haptique est rarement utilisé seul. Lorsque l'on donne deux informations contradictoires aux sens du toucher et de la vue, les sujets de l'expérience ont tendance à privilégier leur vue au toucher. Au sein du MIT, une expérience effectuée par Srinivasan, Beauregard, et Brock [1] a démontré la prééminence de la vue. Il s'agissait d'une expérience montrant deux ressorts à l'écran et simulant leur raideur au moyen d'un périphérique haptique. Lorsque les sujets étaient interrogés sur le plus raide, sans le voir, ils répondaient correctement dans 100% des cas. Lorsqu'une aide visuelle mais trompeuse leur était fournie, les sujets se fiaient à leur vue et se trompaient systématiquement. Ce résultat prouve que pour des propriétés comme la texture, la modalité haptique est extrêmement performante.

Dans l'ensemble, les illusions géométriques ne sont pas toutes présentes dans la modalité haptique mais certaines comme l'illusion de Müller-Lyer [2] peuvent être très fortes. En opposition, l'illusion de Ebbinghaus [3] n'existe pas en modalité haptique (voir Figure 1.1).

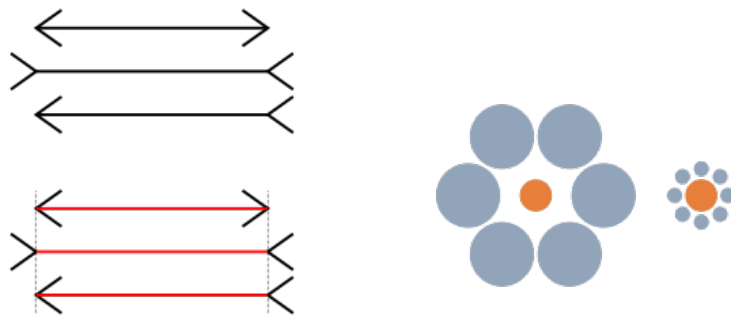


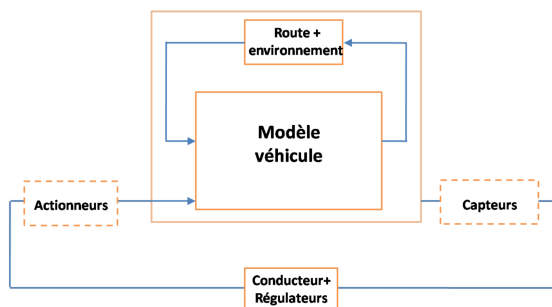
FIGURE 1.1 – Illusion de Müller-Lyer (gauche) et illusion de Ebbinghaus (droite)

La sensation haptique est donc plus fiable que la vue mais bien plus difficile à mettre en œuvre. Le système présenté se concentre sur la reproduction fidèle de ces sensations haptiques afin d'assurer une illusion la plus proche de la réalité.

1.1.2 Simulateur de conduite

Afin de reproduire les sensations haptiques décrites à la section 1.1.1, il faut concevoir un simulateur. Un simulateur de conduite est un système, en boucle ouverte ou fermée, permettant l'étude du mouvement d'un véhicule en interaction avec son environnement grâce à son modèle dynamique. Ce véhicule est soumis à des perturbations extérieures ainsi qu'aux sollicitations du conducteur.

L'architecture générale d'un simulateur est composée de 3 modules (voir Figure 1.2) :



- Modèle dynamique complet du véhicule étudié.
- Interaction avec l'environnement, par exemple : contact pneu/sol, contact roue/rail, etc.
- Conducteur (comprenant les actionneurs, capteurs et régulateurs).

FIGURE 1.2 – Architecture classique d'un simulateur de conduite

Concevoir un simulateur fait partie d'une catégorie particulière de l'ingénierie appelée *simulation-based engineering*. Cette branche a pour but de réduire les coûts de conception notamment en limitant la production de prototype et le temps consacré à leur mise en œuvre. Le domaine industriel de l'automobile utilise une technique de conception en "V" (voir Figure 1.3) qui permet une évolution en parallèle des différents éléments du simulateur [4]. Cette structure a été développée par Royce en 1987 et se présente de la manière suivante :

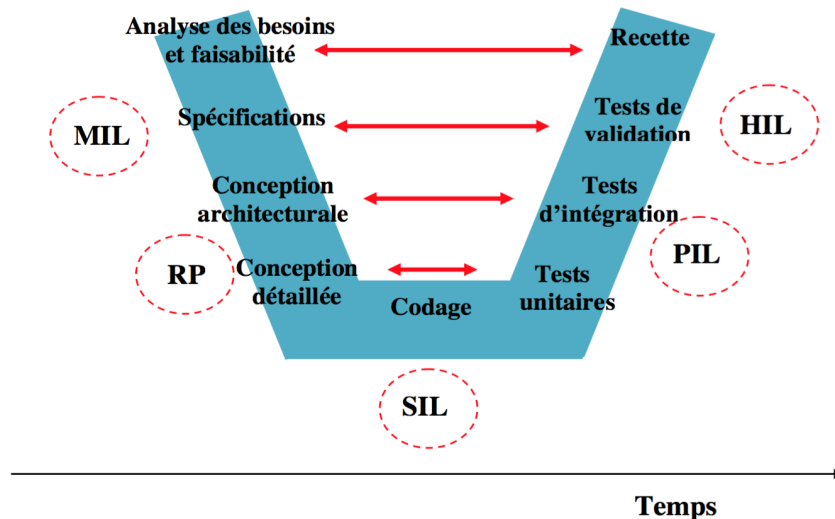


FIGURE 1.3 – Cycle de conception en V

Cette structure a pour principe de faire communiquer les étapes en vis-à-vis afin de limiter les retours aux étapes de conception antérieures. Les étapes sont :

- MIL (*Model in the loop*) : Il s'agit de la validation du modèle du véhicule couplé à un environnement. On tient compte ici des exigences opérationnelles et fonctionnelles.
- RP (*Rapid prototyping*) : Le modèle de contrôle est intégré dans un calculateur prototype connecté au système réel. On valide ici les stratégies et on améliore la calibration.
- SIL (*Software in the loop*) : Validation en boucle fermée du logiciel embarqué en fonction de l'environnement. Les résultats de cette étape devraient être les mêmes que pour l'étape MIL.
- PIL (*Power in the loop*) : L'électronique de puissance est testée dans un environnement virtuel de charges passives ou actives.
- HIL (*Hardware in the loop*) : Validation du simulateur par rapport aux exigences opérationnelles et fonctionnelles sur base du prototype virtuel.

À cette structure correspond un cahier des charges "universel" pour les simulateurs, dont les points-clés sont :

- Résolution d'équations différentielles et récurrentes.
- Manipulation de schémas-blocs.
- Langage de script pour une GUI, un micro-contrôleur, ...
- Schémas fonctionnels, bibliothèques, cartographies, ...
- Interface standard pour les entrées et les sorties.
- Importation de modèles.

1.1.3 Modélisation des composants

Lorsque l'on conçoit un simulateur, le but est de lier une interface physique à des modèles de véhicules virtuels. Un véhicule est un ensemble de pièces mécaniques reliées entre elles par différentes articulations assurant ainsi un certain nombre de degrés de liberté. Ces liaisons participent notamment au confort des passagers mais permettent aussi de ressentir l'environnement et de prendre des décisions en conséquence. Chaque composant se doit d'être modélisé avec fidélité pour assurer le meilleur ressenti possible de l'environnement. Pour comprendre l'importance de cette sensation, une description des composants et paramètres principaux pouvant influencer le ressenti ainsi que la façon dont ils peuvent être implémentés sur ordinateur est présentée ci-dessous [5].

1.1.3.1 Le châssis

Le châssis est la structure métallique externe qui permet de supporter les différents éléments constituant le véhicule comme le moteur, les essieux ou les éléments de l'habitacle. Ce dernier est modélisé par une masse suspendue rigide. Pour les voitures, cette masse forme un bloc. Pour les camions, on la décompose en deux parties reliées par un degré de liberté autour de l'axe de roulis.

Le châssis est soumis à des efforts dus à l'aérodynamisme du véhicule. Il est aussi soumis, au travers de toute la chaîne de direction (roues, suspensions, etc.), aux forces résultant du contact pneu/sol. La modélisation de ce contact est primordiale pour un simulateur de conduite, il sera décrit plus en détail dans les sections suivantes.

1.1.3.2 Le train

Le train est l'ensemble mécanique assurant la suspension du châssis et le guidage des roues avant et arrière. Il est composé des éléments suivants :

Guidage Il existe de nombreuses géométries de trains différentes et chacune permet de transmettre les efforts ou d'appliquer un guidage différent selon sa configuration. Pour en citer quelques-unes [6] :

- Essieux rigides
- Essieux à bras superposés
- Essieux multi-bras
- Essieux indépendants de type McPherson
- etc.

Ces différents trains sont caractérisés par leur cinématique. Celle-ci détermine la position et l'orientation de la roue par rapport au sol. Cette orientation viendra ensuite déterminer l'amplitude des interactions pneu/sol ainsi que le ressenti à l'interface haptique. Plusieurs paramètres sont donc à prendre en compte dans la modélisation du train [6] :

- Voie : Distance entre les roues d'un même essieu.
- Empattement : Distance entre l'essieu avant et l'essieu arrière d'un véhicule.
- Angle de pinçage : Angle formé entre l'orientation de la roue et le plan longitudinal du véhicule.
- Angle de carrossage : Inclinaison du plan de la roue par rapport à la verticale.
- Axe de pivot : Axe autour duquel la roue braque.
- Angle de chasse : Inclinaison de l'axe de pivot dans le plan de la roue.

- Angle d'inclinaison : Inclinaison de l'axe de pivot dans le plan perpendiculaire à la roue (il provoque le rappel gravitaire).
- Déport au sol : Écart entre le point de percée de l'axe de pivot au sol et le plan de la roue (il est souvent négatif car plus sécurisant et cela facilite les manœuvres).

La transmission au châssis est, quant à elle, appelée l'élastocinématique du train et permet d'analyser le confort du véhicule.

Suspension Une suspension désigne la liaison entre les roues (le train) et le châssis. Elle assure à la fois le contact pneu/sol responsable de la tenue de route ainsi que le support du châssis. Elle agit aussi comme filtre aux perturbations induites par le revêtement routier et donc assure un certain confort aux passagers. Les suspensions sont modélisées comme un système de ressorts et amortisseurs placés en parallèle. On y tient compte de la raideur du ressort ainsi que du coefficient d'amortissement de l'amortisseur.

Barre anti-roulis Le dernier élément du train est la barre anti-roulis. Il s'agit d'une barre reliant les deux roues et dont la raideur en torsion est utilisée pour réguler le roulis du véhicule.

1.1.3.3 La direction

La direction désigne l'ensemble mécanique comprenant le volant, la colonne de direction qui est souvent accompagnée d'un système de direction assistée et la crémaillère. Elle permet de définir le rapport de direction et donc d'obtenir l'angle de braquage. Une fois la colonne de direction liée aux éléments du train avant, l'attitude générale du véhicule est définie [7]. Une représentation simplifiée des liaisons entre les différents éléments de la direction est présentée à la Figure 1.4.

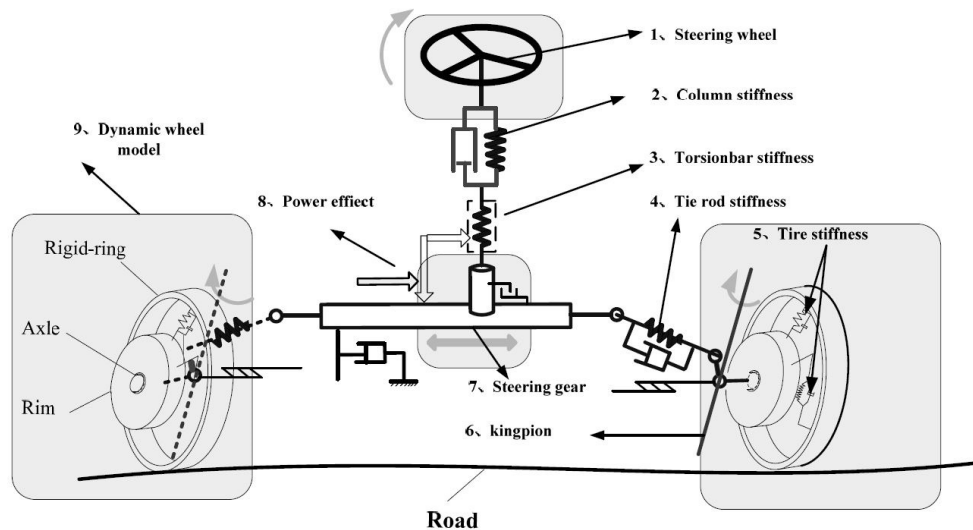


FIGURE 1.4 – Représentation simplifiée de la direction

1.1.3.4 Le pneumatique

Le pneumatique est la partie la plus importante dans un véhicule. Il permet de traduire les interactions du véhicule avec l'environnement et de communiquer ces informations au conducteur au travers du train, des suspensions et de la direction.

Pour comprendre celui-ci, il est important de s'intéresser au contact pneu/sol. Ce contact

est représenté, dans les modèles les plus simplistes, par un rectangle et est caractérisé par un coefficient d'adhérence. Généralement pour un bon pneu et une route sèche, le coefficient est aux alentours de 0.8. Pour une route humide ou un pneu médiocre, on voit le coefficient se réduire à 0.5. Outre sa caractéristique d'adhérence, un pneu se doit d'absorber les irrégularités de la route. Plusieurs modèles de contact ont été développés, les modélisations les plus fidèles sont les suivantes.

Tout d'abord, il faut penser aux efforts que le véhicule exerce sur la route. On considère alors un équilibre statique (vitesse nulle) ou quasi-statique (vitesse constante). Arrivent ensuite les considérations liées à l'accélération, freinage, virage, etc. On parle alors de transfert de charge où l'on observe des efforts latéraux ou asymétriques avant-arrière.

Considérer une forme de contact rectangulaire est cependant assez rudimentaire et d'autres représentations plus précises existent. Selon les lois de Coulomb, le contact aurait plus la forme d'un disque. Lorsque l'on compare ce disque à l'étude de la pneumatique sur chaussée, on observe un comportement longitudinal meilleur que le comportement latéral, déformant ce disque en ellipse. Cette géométrie de contact est à l'origine de la perte de contrôle des véhicules.

Finalement, l'adhérence n'étant pas parfaite, il est important de comprendre et de tenir compte du glissement dans l'élaboration d'un modèle de contact pneu/sol. Le glissement est défini comme étant la différence entre la vitesse linéaire de la roue et la vitesse au point de contact, un taux de glissement peut donc être défini :

$$V_g = V_x - R\omega$$

$$g = \frac{V_g}{\max(V_x, R\omega)}$$

Ce glissement influe sur les forces longitudinales et latérales et définit trois zones [4] caractérisant le contact pneu/sol comme exposé à la Figure 1.5.

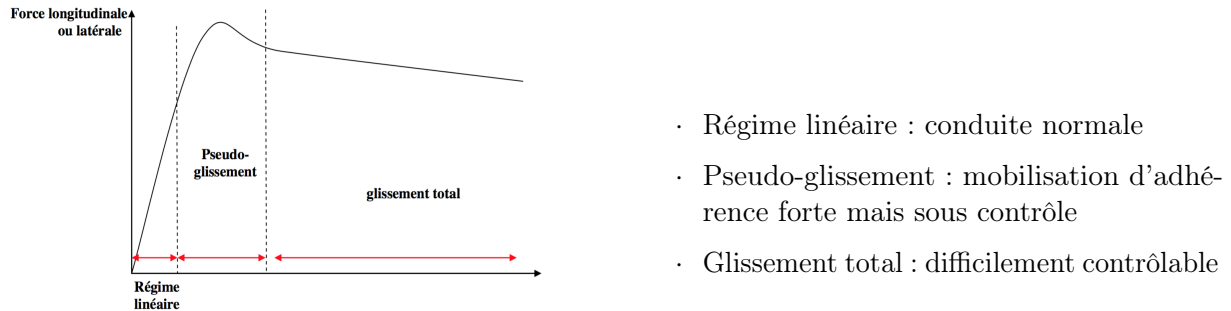


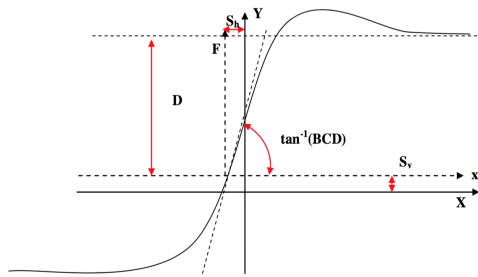
FIGURE 1.5 – Forces longitudinales et latérales en fonction de l'angle de dérive

Trouver un modèle permettant de représenter ces phénomènes de contact pneu/sol est assez difficile. Il en existe un, qui est considéré comme la formule magique dans le domaine professionnel, le modèle de Pacejka. Il provient de l'identification des paramètres définissant les courbes de couplages d'efforts latéraux et longitudinaux en fonction de l'angle de dérive. Néanmoins, le modèle est quasi-statique et non-linéaire [4].

Les paramètres de ce modèle dépendent directement des choix de conception du véhicule : angle de carrossage, forces normales, etc. Ils sont donc choisis afin de correspondre au mieux à la courbe présentée à la Figure 1.5.

$$y(x) = D \times \sin\{C \times \tan^{-1}[Bx \times (1 - E) + E \times \tan^{-1}(Bx)]\}$$

On peut expliquer la signification physique de chaque paramètre comme suit :



- B : Coefficient de raideur.
- C : Facteur de forme.
- D : Valeur maximale de la courbe.
- BCD : Raideur.
- E : Courbure.
- S_h : Décalage horizontal.
- S_v : Décalage vertical.

FIGURE 1.6 – Paramétrisation du modèle de Pacejka

À ce stade, il est important de présenter le moment d’auto-alignement des roues. En effet, les Figures 1.7 et 1.8 permettent de comparer les forces latérales au moment d’auto-alignement [4]. Le maximum du moment se trouve bien avant le maximum de la force latérale. Ce phénomène est utilisé par les pilotes pour détecter les limites de contrôlabilité de leur véhicule. En effet, dès qu’apparaît une diminution de la force nécessaire à appliquer au volant pour le maintenir en position ou pour faire tourner le véhicule, ils savent qu’ils sont proches de la valeur maximale de la force latérale et donc des limites de la zone de contrôle. Ces observations sont cruciales quant à la nécessité d’un retour haptique dans un simulateur de conduite ainsi que pour comprendre l’intérêt à porter au choix et au développement du modèle de contact pneu/sol.

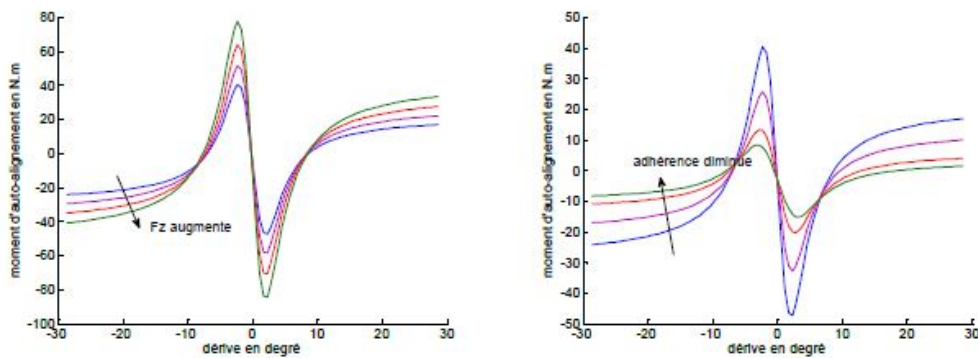


FIGURE 1.7 – Moment d’auto-alignement

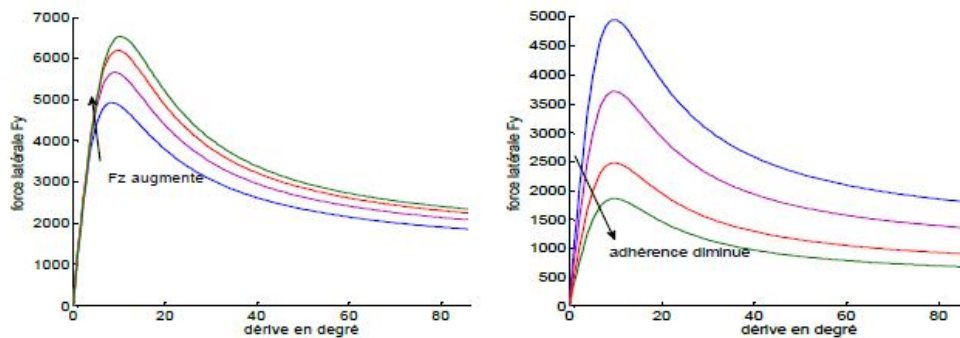


FIGURE 1.8 – Variation de la force latérale

Récapitulatif

L'ensemble des éléments à modéliser, tels que le châssis, le train et la direction, font partie du module comprenant les sous-modules : *modèle du véhicule* et *route + environnement* présentés à la Figure 1.2. Lorsque le simulateur est implémenté, une comparaison des mesures prises dans un véhicule réel et sur le modèle permet de valider celui-ci comme expliqué dans le cycle en "V" (voir Figure 1.3). Pour ce faire, les manœuvres les plus souvent reproduites sont le double changement de bande ainsi qu'une manœuvre de parking (voir Figure 1.9) [7].

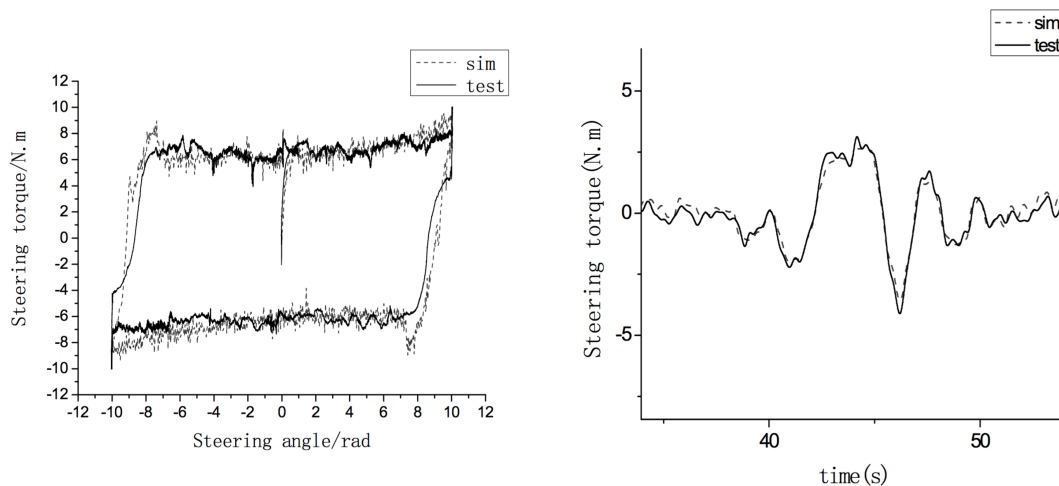


FIGURE 1.9 – Manœuvre de parking et de double changement de bande

1.2 État de l'art

Avant de débiter les étapes de conception du simulateur, il est indispensable d'évaluer ce qui existe déjà dans le domaine de la recherche ou sur le marché afin d'en retirer l'information utile et pertinente. Cette section présente donc un état de l'art sur :

- les différents logiciels permettant l'analyse dynamique de systèmes multicorps appliquée au domaine des véhicules,
- les architectures et morphologies de simulateurs,
- les types de contrôle utilisés pour émuler le retour haptique.

Ayant peu d'expérience dans le domaine, ces recherches permettent de justifier certains choix effectués tout au long de la conception et nous évitent de commettre des erreurs. Néanmoins, l'étape de conception n'est pas simplement basée sur cette recherche mais repose aussi sur un raisonnement abouti afin d'obtenir le produit fini.

1.2.1 Logiciel

Durant la conception d'un simulateur, une importance particulière doit être portée au choix du logiciel employé afin de résoudre les équations du multicorps. Il sera l'élément principal auquel devra s'adapter le simulateur afin d'obtenir les meilleures performances. La prise en main du logiciel est donc critique afin d'en tirer les meilleurs résultats.

Une des contraintes de ce projet est l'emploi de *Robotran*, un logiciel développé à l'UCL au sein du CEREM. Il s'agit d'un outil permettant une résolution en temps réel de modèles multicorps grâce au calcul symbolique. Cependant d'autres logiciels de simulations existent sur le marché. En voici une courte liste avec leurs caractéristiques et leurs domaines d'utilisation [5] :

Drive

- Dynamique des masses suspendues et non-suspendues.
- Accélération linéaire des véhicules.

TruckSim, CarSim, BikeSim

- Simulation du freinage, conduite, stabilité, aérodynamique.
- Voiture et moto de compétition.

Carmaker

- Utilisation en temps réel, à coupler avec du **HIL** ou à un modèle de conducteur.
- Aide à la conduite, contrôle du châssis.

ASM

- Dynamique du châssis en temps réel, modèle de freinage et contact pneu-sol affiné.
- Général.

Ve-DYNA

- Temps réel et l'interaction **HIL**, environnement 3D.
- Optimisation ou estimation de paramètres, test de contrôle.

VDL (Dymola)

- Mécanique, thermique, électrique, pneumatique, hydraulique, thermodynamique.
- Simulation rapide de modèles à haute complexité.

Civitec

- Modélisations paramétriques d'une large gamme d'interactions.
- Simulation de systèmes de détection et perception de l'environnement.

RaceSim

- Masse et puissance du moteur, véhicule divisé en sous-groupes.
- Tests de configurations avant la mise en œuvre.

SCANer-OKTAL

- Haut degré de précision, mises à jour fréquentes, prise en main via MS Office.
- Aide à la conception de voiture, camion, bus, etc.

1.2.2 Architecture

La conception et la réalisation de simulateur n'est pas quelque chose de nouveau. Il existe déjà de nombreux modèles expérimentaux ou commerciaux. Chaque modèle a sa particularité dans son design électromécanique remplissant ainsi la fonction d'interface entre l'homme et le simulateur numérique. Il est possible de simuler l'entièreté du véhicule dont la colonne de direction, qui elle sera émulée par le dispositif électromécanique. D'autres simulateurs plus complexes ne modélisent que le véhicule et requièrent l'élaboration d'un dispositif mécanique pouvant reproduire les réactions de la colonne de direction. Il existe donc deux grandes catégories :

- Simulateurs avec émulation électromécanique du volant (Human-In-The-Loop)
- Simulateurs avec émulation électromécanique du volant et de l'entièreté de la colonne de direction (Hardware-In-The-Loop)

Exemples



FIGURE 1.10 – Simulateur en prise directe

Le système le plus souvent rencontré se présente sous la forme d'un volant directement fixé sur le moteur afin de retransmettre les forces avec une haute dynamique. Il sera référencé par la suite comme étant un servomoteur en prise directe (voir Figure 1.10). Les systèmes en prise directe se retrouvent dans énormément de simulateurs commercialisés pour le grand public ainsi que dans différents simulateurs pour l'entraînement de pilotes professionnels [8].

Ne possédant aucun lien mécanique entre le moteur et le volant, le système permet en théorie un retour d'une pureté remarquable. La liaison directe de l'utilisateur et de l'actionneur, est donc d'autant plus bénéfique pour le retour haptique. Par contre, l'inertie du système étant très faible par rapport à celle d'une colonne de direction complète, il pourrait être nécessaire de réduire l'effet du retour d'effort afin de se rapprocher de la réalité.

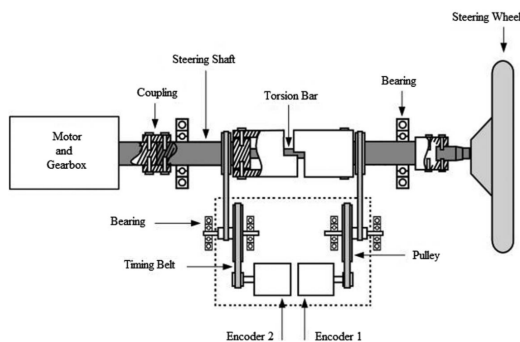


FIGURE 1.11 – Simulateur avec barre de torsion

Une variante du système en prise directe est composée d'un mécanisme intermédiaire muni d'un capteur de couple monté sur une barre de torsion (voir Figure 1.11). Il s'agit d'un mécanisme plus complexe à mettre en œuvre et surtout utilisé dans le domaine de la recherche car il ne présente aucun avantage commercial.

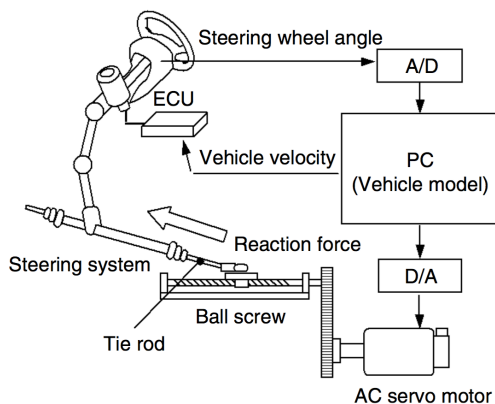
Cette mesure du couple entraîne un compromis au niveau de la précision. En effet, un couplage élastique entre les différents organes implique un jeu entre ceux-ci et donc une imprécision sur la valeur du couple. Néanmoins, ce montage permet d'avoir une inertie plus grande et donc d'avoir un meilleur amortissement lors de brusques variations de couple [9].



FIGURE 1.12 – Simulateur avec butée mécanique intégrée

Une autre variante est l'inclusion d'un mécanisme permettant de bloquer la rotation du volant au-delà d'un certain angle de braquage (voir Figure 1.12). L'avantage de ce mécanisme est de ne pas avoir recours au moteur pour limiter l'angle de rotation. Néanmoins, cette variante possède un encombrement très important et qui varie en fonction de l'angle limite de braquage.

Ce modèle est moins courant car il possède un rendement faible surtout à basse vitesse. Du point de vue de la sécurité, il permet par contre de limiter la casse matérielle et d'éviter les accidents humains [10].



Un dernier modèle de simulateur peut être cité dans cette section car il présente un certain intérêt de par sa complexité et sa focalisation sur la modélisation du contact pneu/sol. Dans ce système, le volant est directement connecté à une chaîne de direction complète (voir Figure 1.13). Ainsi, le temps calculé est réduit car le modèle de véhicule est simplifié tant au niveau du nombre de corps qu'au niveau de la précision des paramètres.

FIGURE 1.13 – Simulateur possédant une direction complète

Ici, l'actionneur étant fixé en bout de chaîne, on peut comparer les résultats du simulateur à un véhicule composé de la même chaîne de direction [11] [12].

1.2.3 Contrôle

Le contrôle des composants est critique pour la conception d'un mécanisme électromécanique. Il se charge de fournir des informations précises aux différents composants et permet donc le conditionnement de l'entièreté du système. Deux types de contrôle sont intéressants à considérer lors de la conception d'un simulateur.

1.2.3.1 Dynamique Inverse

Ce type de contrôle est le plus couramment rencontré dans les simulateurs commerciaux (servomoteur en prise directe). Le principe est le suivant :

- Imposition d'une position, une vitesse et une accélération par le volant
- Calcul du couple résultant à appliquer au volant (commande en couple/courant)

1.2.3.2 Dynamique Directe

Une autre façon de contrôler le retour d'effort dans le volant est la dynamique directe. Ce type de contrôle est plus rarement employé dans les simulateurs actuels mais reste utilisé pour des cas d'études particuliers. Le principe est le suivant :

- Imposition de forces et du couple au volant
- Calcul de la position, vitesse et accélération du volant (commande en position, vitesse, accélération)

Cette méthode de contrôle est généralement plus complexe à mettre en œuvre car elle nécessite l'utilisation d'organes de mesures. C'est essentiellement la raison pour laquelle ce type de contrôle a été écarté lors de la conception.

1.3 Utilisation de Robotran

Maintenant que les différents logiciels de simulation multicorps adaptés aux véhicules (voir section 1.2.1) sont présentés, il est nécessaire d'expliquer le fonctionnement du logiciel Robotran qui est utilisé pour le simulateur. Robotran permet principalement de :

- Construire un modèle multicorps à partir des différents corps et des articulations reliant ceux-ci, le tout grâce à une interface graphique simple et intuitive.
- Générer symboliquement les équations du mouvement dans le langage de programmation choisi par l'utilisateur (Matlab, C, Python).
- Résoudre ces équations et d'analyser les résultats grâce à une interface en temps réel (et/ou sauvegarder les résultats pour les traiter ultérieurement).

Dans cette section, un rappel sur le formalisme multicorps est proposé pour illustrer le choix du contrôle en dynamique inverse du système, ainsi que pour comprendre la librairie à importer dans Robotran [13].

La dynamique inverse d'un système multicorps est le calcul des forces généralisées Q appliquées aux articulations lorsque le système est dans une certaine configuration possédant des q, \dot{q}, \ddot{q} connus :

$$Q = \phi(q, \dot{q}, \ddot{q}, \delta, frc, trq, g)$$

Les systèmes multicorps sont bien souvent soumis à des contraintes. Pour exprimer correctement ces contraintes, il est essentiel des les ajouter aux équations du mouvement. Des contraintes de force sont alors introduites via la technique du multiplicateur de Lagrange :

$$\begin{aligned} M(q)\ddot{q} + c(q, \dot{q}, frc, trq, g) &= Q(q, \dot{q}) + J^T \lambda \\ h(q) &= 0 \\ \dot{h}(q, \dot{q}) &= J(q)\dot{q} = 0 \\ \ddot{h}(q, \dot{q}, \ddot{q}) &= J(q)\ddot{q} + \dot{J}\dot{q}(q, \dot{q}) = 0 \end{aligned}$$

tel que :

- M : la matrice de masse généralisée.
- c : le vecteur de dynamique non linéaire (effet gyroscopique, centrifuge, gravité, etc.).
- q : les coordonnées généralisées.
- δ : les paramètres dynamiques (masses, centres de masse et matrices d'inertie).
- Q : les forces généralisées des articulations.
- J : la matrice jacobienne des contraintes.
- λ : le multiplicateur de Lagrange associé aux contraintes.

Pour résoudre le système d'équations, Robotran procède par partitionnement de coordonnées ce qui permet de réduire le problème sous une forme différentielle. Pour ce faire, il faut ré-organiser les coordonnées généralisées ainsi que les colonnes de la matrice jacobienne des contraintes telles que :

$$q = \begin{pmatrix} q_u \\ q_v \end{pmatrix} \quad J = \begin{pmatrix} J_u & J_v \end{pmatrix}$$

Les indices u indiquent l'ensemble des coordonnées indépendantes et v les coordonnées dépendantes. Le choix de la dépendance des coordonnées se fait de telle manière que la matrice J_v soit régulière (la procédure typique est une permutation des colonnes de J sur base du pivot

le plus grand jusqu'à obtention d'un bloc de taille égale aux nombres de contraintes). On obtient le système suivant après partitionnement :

$$\begin{pmatrix} M_{uu} & M_{uv} \\ M_{vu} & M_{vv} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{u} \\ \ddot{v} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} c_u \\ c_v \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Q_u \\ Q_v \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} J_u^t \\ J_v^t \end{pmatrix} \lambda$$

Une fois le partitionnement de coordonnées effectué, une série de permutations et d'opérations matricielles sont effectuées pour produire le système final réduit suivant :

$$M_r(u)\ddot{u} + F_r(\dot{u}, u) = 0$$

Il s'agit d'équations différentielles ordinaires qui constituent les équations du mouvement du système sous contraintes en fonction des coordonnées généralisées indépendantes u . Bien qu'utile, ce système d'équations a supprimé des variables utiles mais récupérables telles que :

$$\ddot{v} = -(J_v)^{-1} J_u \ddot{u} + (-(J_v)^{-1} (J \dot{q}))$$

$$\lambda = (J_v^t)^{-1} (M_{vu} \ddot{u} + M_{vv} \ddot{v} + c_v - Q_v)$$

La procédure expliquée ci-dessus est appliquée au cas de la dynamique directe. Ces calculs sont essentiels pour récupérer les informations stockées dans \ddot{v} et λ . En dynamique inverse, le système d'équations différentielles est modifié en :

$$M_r(u)\ddot{u} + F_r(\dot{u}, u) = \phi \neq 0$$

Comme précédemment ϕ est composé d'une partie liée aux variables indépendantes et d'une partie liée aux variables dépendantes. Les couples actifs qui peuvent être liés à un actionneur sont donc accessibles via la composante ϕ_v de ϕ .

Chapitre 2

Conception électromécanique

L'objectif de ce chapitre est de proposer une vue approfondie sur la conception électromécanique du simulateur. Celle-ci comporte plusieurs étapes présentées ci-dessous.

La première étape de toute nouvelle conception est la rédaction du cahier des charges. Celui-ci définit clairement toutes les fonctions à remplir ainsi que les critères et niveaux de performance associés. Il sert de référence tout au long de la conception.

Ensuite, à partir du cahier des charges, il est possible de lister les morphologies de simulateur qui répondent au mieux à celui-ci. Sur base des recherches menées antérieurement et une étude complète de chaque cas, une morphologie est finalement choisie. Elle est alors complètement détaillée afin d'estimer son niveau de performance par rapport aux exigences du cahier des charges. Cette étape est primordiale car elle va définir la majorité des paramètres de fonctionnement du simulateur. Seuls quelques paramètres seront encore modifiables lors de la conception électronique.

La dernière étape est la modélisation de la morphologie choisie sous un logiciel de CAO. Enfin, une section sur l'assemblage des éléments du système, leurs fonctions, ainsi que la façon dont certains d'entre-eux ont été dimensionnés est également proposée au lecteur.

2.1 Cahier des charges

Une fois les différents éléments de la problématique définis, il est possible de rassembler toutes les idées afin de produire un cahier des charges. Celui-ci sert de contrat entre le commanditaire et l'ingénieur de conception. Sous réserve d'approbation des deux parties, il permet de protéger l'un comme l'autre des oublis de conception ou des problèmes rencontrés lors de la réalisation et après celle-ci. Il se compose de deux parties : les fonctions principales et les fonctions de contraintes.

Ces premières correspondent à toutes les fonctions propres que doit remplir le simulateur. Elles sont individuellement précisées grâce à des critères et des niveaux de performances qui ont été décidés en accord avec les deux parties lors de la rédaction du cahier des charges.

Les fonctions de contraintes regroupent toutes les fonctions annexes qui sont plutôt liées aux conditions d'utilisation du simulateur, à sa maintenance, à la sécurité des utilisateurs et aux autres différentes caractéristiques qui sont à prendre en compte lors de la conception. Elles sont aussi précisées grâce à des critères et des niveaux de performances individuels.

La cahier des charges complet du simulateur se trouve aux pages suivantes.

N. De Lellis Q. Materne	Cahier des charges		5 Octobre 2015 Version : 3.0
Contexte : <i>Conception d'un mécanisme à retour haptique (de type volant et 3 pédales) pour l'étude de l'interaction homme-véhicule à travers un simulateur.</i>			
Date	Origine	Fonctions Principales : FP1 : Transmettre les informations sur la rotation du volant (position, vitesse, accélération) au simulateur. FP2 : Transmettre les informations sur la position des 3 différentes pédales au simulateur. FP3 : Recevoir du simulateur le couple de <i>feedback</i> à transmettre au volant grâce au moteur. FP4 : Transmettre les informations de sélection des différents paramètres au simulateur.	
02/10/2015 02/10/2015 02/10/2015 02/10/2015	Q. et N.	Critères et niveaux des Fonctions Principales : Fréquence minimale de rafraîchissement du système : 50 [Hz]. FP1.1 : Rotation maximale du volant : ± 540 [deg] / $\pm 3\pi$ [rad]. FP1.2 : Précision sur la position : ≤ 0.5 [deg]. FP1.3 : Précision sur la vitesse : ≤ 1 [deg/s]. FP1.4 : Précision sur l'accélération : ≤ 250 [deg/s ²] FP2.1 : Utilisation de trois pédales à course angulaire maximale de 90 [deg]. FP2.2 : Précision sur la position : ≤ 1 [deg]. FP3.1 : Retour de couple sans à-coups. FP3.2 : Couple maximal : 20 [Nm]. FP3.3 : Couple de maintien : 10 [Nm]. FP3.4 : Précision sur le couple de <i>feedback</i> : ≤ 0.1 [Nm]. FP3.4 : Accélération angulaire minimale : 3600 [deg/s ²]. FP4 : Utilisation de 4 boutons poussoirs.	
02/10/2015	Q. et N.	Fonctions de Contraintes : FC1 : Maintenance. FC2 : Sécurité. FC3 : Dimensions et poids. FC4 : Fixation. FC5 : Réglages. FC6 : Alimentation. FC7 : Communication avec un ordinateur. FC8 : Zone libre pour l'agencement des composants. FC9 : Durée maximale d'utilisation. FC10 : Température.	

05/10/2015

Q. et N.

Critères et niveaux des Fonctions de Contraintes :

FC1 : Facilité d'accès aux différents composants afin de remplacer des pièces défectueuses.

FC2.1 : Les vibrations ne doivent pas entraîner le détachement du dispositif ou la désolidarisation des composants.

FC2.2 : Le couple maximum devra être fixé manuellement afin de ne pas blesser l'utilisateur.

FC2.3 : Le système sera équipé d'un bouton d'arrêt d'urgence.

FC3.1 : Le dispositif doit pouvoir être manipulé par une seule personne (max : 20 [kg]).

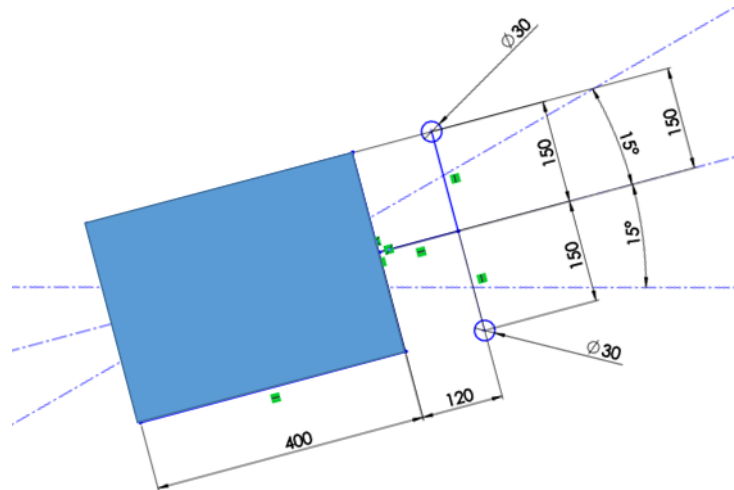
FC4 : Le dispositif devra disposer de pinces de serrage et/ou de points d'ancrage afin de fixer celui-ci sur une table.

FC5 : L'inclinaison du volant est réglable entre 15 et 30 [deg] (réglage continu).

FC6.1 : L'alimentation principale se fera sur le secteur (230 [V]/50 [Hz]).

FC7 : La communication avec l'ordinateur sera assurée uniquement par un câble USB.

FC8 : $800 \times 400 \times 300$ [mm]



FC9.1 : Le système doit pouvoir fonctionner indéfiniment lorsque le couple de *feedback* est limité à 10 [Nm].

FC9.2 : Le système doit pouvoir fonctionner pendant minimum 10 minutes à couple maximal (20 [Nm]). Un message d'avertissement doit prévenir l'utilisateur lorsque les 10 minutes sont écoulées.

FC10.1 : Le système doit fonctionner pour la plage de température suivante : $[-20, +40]$ °C.

FC10.2 : Le système est équipé d'un système de protection contre la surchauffe.

2.2 Choix de la morphologie

Cette section rassemble les différentes morphologies retenues pour la conception du simulateur. Dans le but de pouvoir choisir la meilleure solution de conception, les actionneurs sont étudiés en même temps que la morphologie qui leur correspond. Afin de limiter le nombre d'actionneurs différents à étudier par morphologie, il est nécessaire de dresser une liste de critères de sélection plus précis que ceux du cahier des charges. Ces critères permettent de filtrer les actionneurs sans devoir effectuer d'études de cas. Les critères appliqués sont :

- Jeu mécanique dans l'actionnement : $\simeq 0$.
- Inversibilité de l'actionneur.
- Encombrement minimum de l'actionneur.
- Prix de la solution.
- Délai de livraison.

Les sous-sections suivantes décrivent l'analyse détaillée des morphologies et des actionneurs liés. Les actionneurs sont dimensionnés afin de pouvoir comparer leur prix par rapport à leurs caractéristiques. Une analyse thermique des systèmes est effectuée pour s'assurer qu'aucune surchauffe ne peut être possible dans les conditions de fonctionnement précisées dans le cahier des charges. Finalement, un dimensionnement en statique et en fatigue du potentiel arbre moteur a été effectué afin de s'assurer de sa bonne tenue mécanique lors de la sollicitation de celui-ci.

2.2.1 Morphologies

Les morphologies correspondant au cahier des charges sont :

- 1) Servomoteur en prise directe (DD).
- 2) Servomoteur couplé à une transmission (PG).
- 3) Servomoteur couplé à un engrenage à onde de déformation (HD).
- 4) Servomoteur couplé à un réducteur cycloïdal (CD).
- 5) Servomoteur linéaire avec transmission par poulies (LM).

2.2.1.1 Servomoteur en prise directe

Pour cette première solution, aucun réducteur n'est considéré. Le volant est directement placé sur l'arbre du moteur au moyen d'un moyeu (ce moyeu se retrouvera systématiquement sur les autres solutions). Cette solution est assez onéreuse, mais permet d'avoir une meilleure dynamique qu'un système avec transmission tout en conservant une certaine compacité (pas de courroie, pas de transmission, etc.). Il existe deux types de moteur en prise directe et en conformité vis-à-vis du cahier des charges et dont les principales qualités sont :

- Dynamique élevée
- Moins de maintenance
- Meilleure tenue en température
- Moins de distorsion harmonique
- Fluidité accrue à basse vitesse
- Coût réduit

Les deux types de moteurs peuvent être décrits comme suit :

Arbre plein Ces moteurs sont relativement classiques, on peut les retrouver dans différentes applications dont certaines très similaires au système considéré. Ils permettent de transmettre le couple au moyen d'un arbre plein sur lequel vient se greffer un mécanisme. Le bobinage est souvent prévu pour subir un échauffement important (températures supérieures à 100 [°C]) dans un environnement à une température ambiante de l'ordre de 30 [°C]. Pour ces moteurs, n'utilisant pas de réducteur, le jeu peut être considéré comme quasi nul. Cela permet aussi de limiter le bruit et l'entretien. On peut donc retenir de ces moteurs qu'ils sont très précis et sont idéaux pour des applications nécessitant une dynamique élevée en vitesse et en couple.

Arbre creux Ces moteurs présentent, à la différence des moteurs classiques, un alésage de part en part de l'actionneur. Au moyen d'un élément de serrage et de centrage (ex : bague de serrage non-clavetée), on peut monter un arbre dans l'arbre creux. Cet arbre sera la base pour élaborer notre mécanisme à retour haptique. En fonction des constructeurs, les dimensions et performances peuvent varier mais ces moteurs possèdent une caractéristique commune : on économise de l'espace par rapport aux servomoteurs classiques présentés ci-dessus au détriment de la complexité du montage. Ces optimisations ont un prix : certains fabricants produisent des moteurs qui nécessitent un refroidissement particulier (refroidissement à air ou à eau). En effet, la compacité se traduit ici par un échauffement concentré des bobines et donc la nécessité d'une convection forcée.

Dimensionnement Une liste non exhaustive des moteurs pouvant correspondre aux critères peut être dressée. Ils seront ensuite dimensionnés suivant la procédure définie ci-dessous :

Tout d'abord, il faut tenir compte des pertes par frottements, de l'inertie du rotor (J_{out}) ainsi que des inerties des composants (arbre, moyeu, volant) du système de direction (J_{sw}). Une représentation des courbes caractéristiques de couple en fonction de l'inertie de sortie de l'actionneur permet de porter un jugement sur les différents moteurs. Dans la Figure 2.1, les courbes bleues et rouges permettent de définir une zone où l'actionneur est censé pouvoir fonctionner.

$$T_{stall,mot} = T_{stall} + (J_{out} + J_{sw}) \times 20\pi$$

En plaçant les moteurs faisant partie de la liste des actionneurs investigués sur un graphe du couple (nécessaire pour assurer la dynamique souhaitée) en fonction de l'inertie rapportée à la sortie (voir Figure 2.1), il est possible de restreindre la liste des actionneurs :

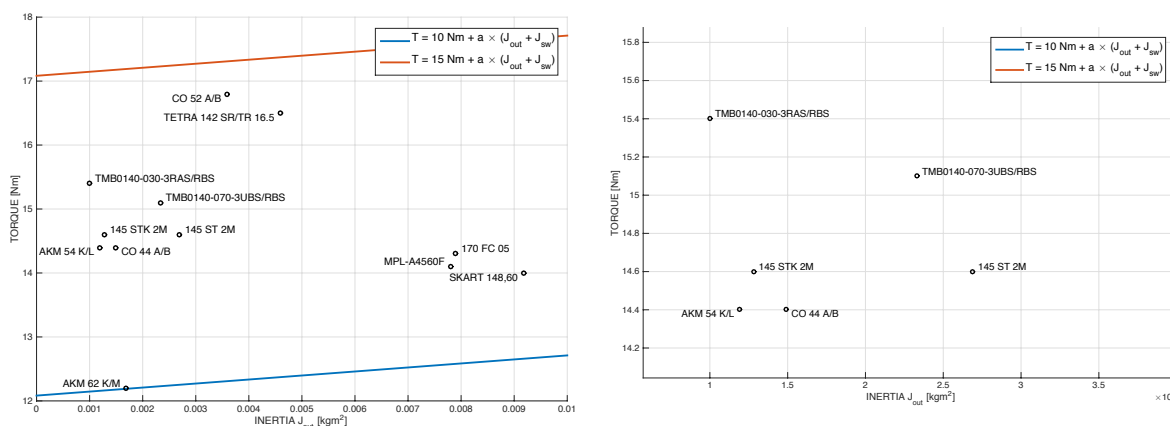


FIGURE 2.1 – Graphique du couple en fonction de l'inertie de sortie de l'actionneur + Zoom

La liste restreinte se compose des moteurs ayant une inertie faible et un couple de maintien

élevé au sein de la zone délimitée par les lignes bleues et rouges.

Sur base de cette liste réduite des moteurs compatibles, il faut maintenant considérer la compacité. Pour ce faire, une étude du couple en fonction de la masse est présentée à la Figure 2.2.

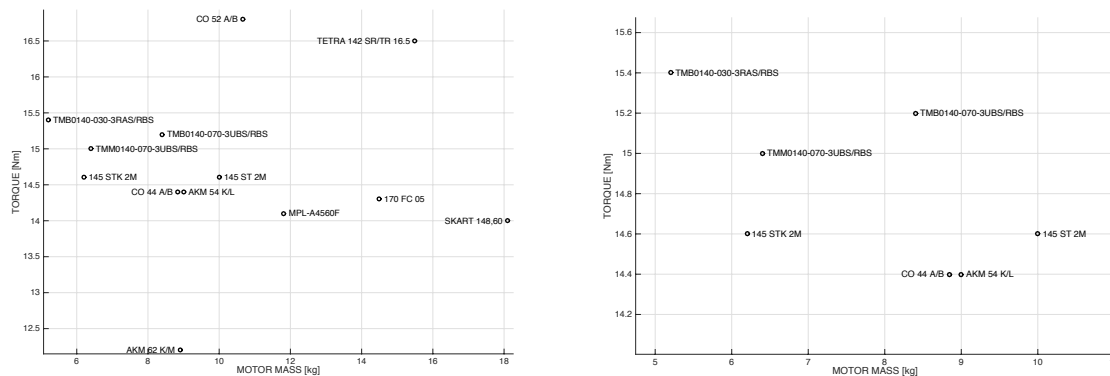


FIGURE 2.2 – Graphique du couple en fonction de la masse du moteur + *Zoom*

Après avoir contacté les différents constructeurs, les moteurs trop complexes ou simplement inadéquats pour des applications basse vitesse, ont été éliminés. La liste des moteurs retenus et leurs caractéristiques se retrouvent dans le tableau en Annexe C [14] [15] [16].

2.2.1.2 Servomoteur couplé à une transmission

Pour réduire la taille des moteurs électriques présentés dans la section 2.2.1.1, il est possible de concevoir un système relié à un réducteur de vitesse permettant d'augmenter le couple. Pour analyser ces associations, il est possible de se référer à une étude réalisée par la Katholieke Universiteit Leuven [17]. Cette étude porte sur le développement d'un mécanisme à retour de force pour des systèmes de "conduite par câble" où aucun élément mécanique ne relie les roues au volant. Une brève présentation des résultats de cette étude est fournie avant d'exposer une série de combinaisons de moteur-réducteur correspondant aux attentes du simulateur.

Dans ce genre d'application, il est important d'étudier les forces qui sont généralement ressenties au volant. Afin de répliquer ces forces, des chercheurs ont développé plusieurs modèles permettant de définir le couple de retour dans le volant. La solution proposée par la KUL est composée de :

- Volant
- Moteur AC synchrone à aimant permanent
- Servo-variateur associé au moteur

En se basant eux-mêmes sur des études antérieures liées à la modélisation des forces, ils décomposent le problème haptique en deux catégories : cutané et kinesthésique. C'est cette deuxième catégorie (kinesthésique) qui est intéressante pour l'étude effectuée. Malheureusement, ce type de sensation nécessite un système à haute fidélité afin de fournir des sensations de très haute précision au pilote. Ces systèmes sont donc complexes de par leur fréquence de rafraîchissement et leur coût en temps de calcul (comme mentionné à la sous-section 1.1.1).

Il a été démontré par le passé que des utilisateurs peuvent faire la différence entre une fréquence de rafraîchissement de 0.5 [kHz] et de 1 [kHz]. Les fréquences liées aux ressentis des vibrations sont beaucoup plus basses (≈ 30 [Hz]).

Pour départager l'utilisation d'un moteur en prise directe par rapport à l'utilisation d'un

couple moteur-réducteur, la KUL a effectué une étude préliminaire opposant les deux solutions dans la gamme de fréquence de vibration 0 à 30 [Hz]. Le réducteur présente un ou deux étages de réduction (5 : 1 ou 15 : 1). Les deux solutions sont contrôlées en couple et au moyen d'un signal sinusoïdal. Le résultat de leur étude peut être observé ci-dessous :

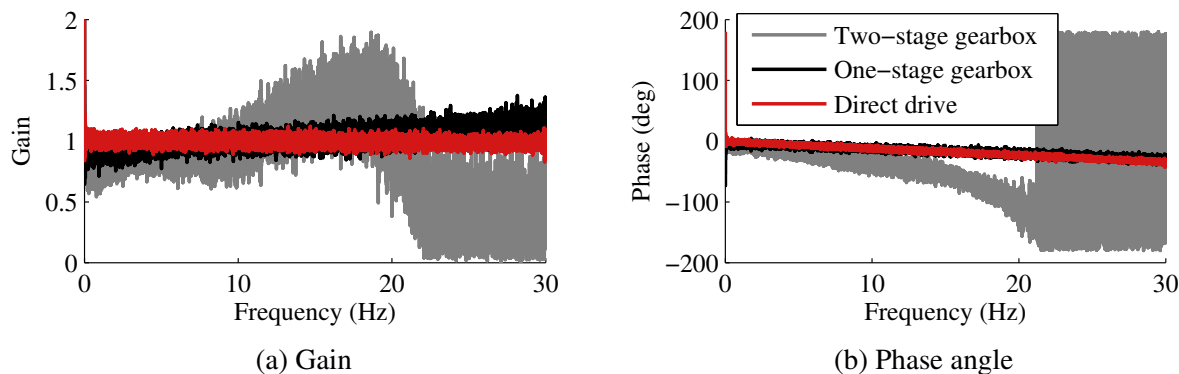


FIGURE 2.3 – Réponse en fréquence des solutions avec et sans réducteur

Les graphes Figure 2.3 démontrent qu'une boîte de vitesse à deux étages diminue fortement les performances et la qualité du retour du moteur à haute fréquence. Cette chute de performance est due au jeu ; celui-ci, causé par le réducteur, domine le couple de sortie au-delà de 20 [Hz]. Pour un réducteur à un étage, le jeu est moins présent mais il produit aussi un bruit sourd et dérangeant. Nous observons à travers ces graphiques l'importance du jeu entre les dents lors de la vibration du système. Celles-ci n'entrent parfois plus en contact avec leurs voisines ce qui provoque le déphasage observable.

Nous avons toutefois combiné plusieurs moteurs-réducteurs afin de chiffrer cette perte de précision ainsi que la dynamique de ces systèmes. Les calculs sont expliqués au paragraphe sur le dimensionnement ci-dessous tandis que les résultats de notre recherche sont repris dans le tableau fourni en Annexe C. On remarque aussi une diminution significative du prix de réalisation du simulateur mais au détriment de la précision.

Dimensionnement Afin de dimensionner cette solution, nous pouvons utiliser la même méthode que pour la solution précédente (voir section 2.2.1.1), sans oublier de prendre en compte le rapport de réduction du réducteur ainsi que son rendement [18] [19] [20].

$$T_{mot,out} = (T_{mot} \times k) \times \eta$$

où :

- Rendement η [%]
- Rapport de réduction k [/]

Il faut aussi calculer l'inertie complète du système ramenée à l'arbre de sortie.

$$J_{tot} = J_{sw} + J_{red} + k^2 \times (J_{out})$$

où :

- Inertie du moteur J_{out} [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]
- Inertie du réducteur J_{red} [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]
- Inertie en sortie d'actionneur J_{tot} [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]
- Inertie de la charge (volant, arbre, moyeu) J_{sw} [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

Cette solution n'étant pas idéale pour réaliser un simulateur de conduite, les calculs de dimensionnement n'ont pas été poussés plus loin.

2.2.1.3 Servomoteur couplé à un engrenage à onde de déformation

Dans cette variante de la solution précédente (voir section 2.2.1.2), un engrenage à onde de déformation est placé en sortie du moteur. Ce type d'engrenage a pour caractéristique d'avoir un ratio de réduction très élevé pour un volume très réduit. Ce sont des engrenages à haut rendement (80%) avec un jeu tellement faible qu'il est souvent négligé vis-à-vis d'autres types de réducteur (voir Figure 2.6). Les seuls désavantages sont l'inertie ramenée au moteur bien plus conséquente que lors de l'utilisation d'un moteur en prise directe ainsi que la limite de réversibilité à couple faible (≤ 6 [Nm]). Ce second désavantage est difficilement quantifiable mais il pourrait mettre en péril le fonctionnement du système (voir paragraphe sur la limite d'inversibilité).

Dimensionnement Une fois encore, il faut prendre en compte les pertes par frottements ainsi que l'inertie du rotor qui devra être compensée à tout moment. Sur le graphe de la Figure 2.4, les courbes caractéristiques de couple en fonction de l'inertie de sortie de l'actionneur sont représentées.

$$T_{stall,mot} = T_{stall} + (J_{out} + J_{sw}) \times 20\pi$$

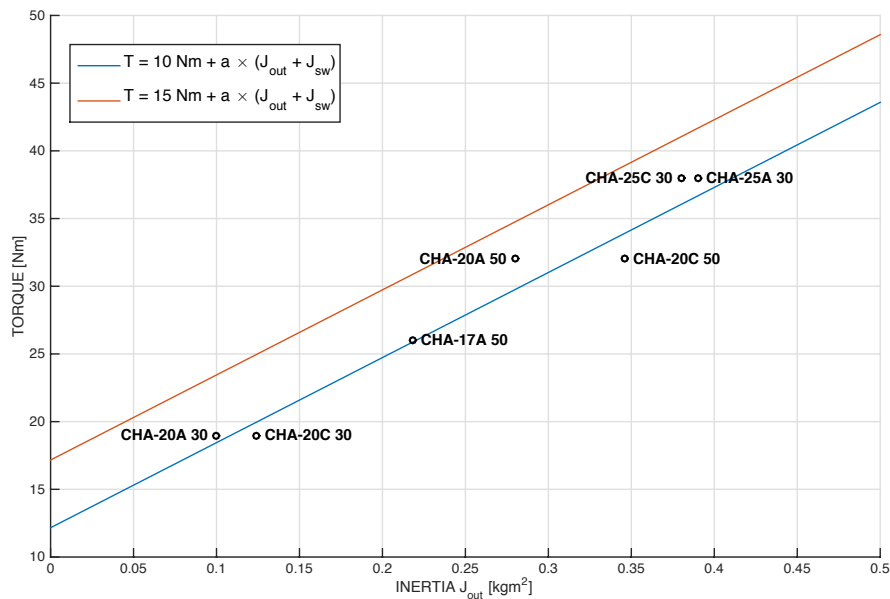


FIGURE 2.4 – Graphe du couple en fonction de l'inertie de sortie de l'actionneur

Suite à l'observation du graphe à la Figure 2.4, les différents modèles qui sont susceptibles d'être utilisés pour le simulateur sont : le CHA-20A avec un ratio de 30 ou avec un ratio de 50, le CHA-25C avec un ratio de 30 ainsi que le CHA-25A avec un ratio de 30.

Une étude supplémentaire pour départager les différents modèles est nécessaire et est résumée dans le tableau en Annexe C. Remarquons que les moteurs CHA-20A avec un ratio de 30 ou avec un ratio de 50 possèdent un alésage de 18 [mm] de diamètre. Ceux-ci sont donc hors contraintes dimensionnelles de diamètre minimal (voir section 2.2.3).

Les deux derniers moteurs sont à départager mais sont assez proches en terme de performances. En considérant le Tableau 2.1, les deux moteurs sont en tous points identiques excepté pour l'encodeur impliquant que l'inertie en sortie d'actionneur dépend des encodeurs respectifs. Sachant

que le système doit faire plus d'un tour sur lui-même, il serait intéressant de choisir l'encodeur absolu multi-tour et donc de choisir le CHA-25A [21].

	Ratio	T_{peak} [N]	T_{stall} [N]	Masse [kg]	J_{out} [kg · m ²]	Encodeur
CHA-25A	30	50	38	4.9	0.39	M512P
CHA-25C	30	50	38	4.9	0.38	SIE

TABLE 2.1 – Caractéristiques de l'actionneur CHA-25

Limite d'inversibilité La définition de la limite d'inversibilité est la facilité à appliquer un effort sur l'arbre de sortie pour que cet effort mette l'actionneur en rotation.

L'actionneur utilise le modèle d'engrenage à onde de déformation : CPU-M 25 avec un ratio de 30. La fiche caractéristique renseigne une limite de réversibilité estimée à 11 [Nm]. Cette valeur étant supérieure au couple que nous aimerions appliquer, cette solution devient inutilisable pour le système [22].

2.2.1.4 Servomoteur couplé à un réducteur cycloïdal

Dans la famille des réducteurs à un seul étage et à taux de réduction élevé, l'analyse d'une variante de la solution précédente (les réducteurs cycloïdaux) à la sous-section 2.2.1.3 peut être effectuée. Ce système est fort proche de l'engrenage à onde de déformation mais comporte diverses caractéristiques différentes reprises à la Figure 2.5.

- *Ellipse vs. Came*
- *Dents vs. Rouleaux*
- *Résistance à la flexion vs. Résistance au roulement*

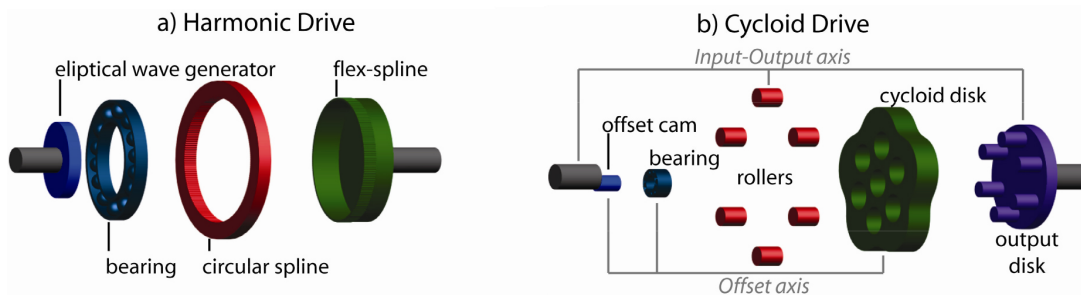


FIGURE 2.5 – Comparaison de la physiologie des systèmes Harmonique et Cycloïde

La référence à une étude opposant les deux types de réducteurs [22] permet de déterminer la pertinence de l'une ou l'autre variante.

Cette étude propose une comparaison "équitable" intéressante. A savoir qu'elle se base sur le fait que les deux mécanismes possèdent le même couple d'entrée et que les autres paramètres, liés à la géométrie du réducteur cycloïdal, ont été choisis afin de maximiser le rapport de réduction, dans le but de s'approcher des performances du réducteur à onde de déformation.

La gamme de couple pour le moteur couplé à un engrenage à onde de déformation sélectionnée précédemment se retrouve d'ailleurs dans l'étude en question. Les résultats de celle-ci sont présentés à la Figure 2.6.

Harmonic vs. Cycloid Drives								
Series		HD-CSF			HD-CSD			
		5	8	11	14	17	20	
Max Gear Ratio	HD	100	100	100	100	100	160	
	CD	70	100	100	100	100	130	
Thickness	mm	HD	16	30	37	11	12.5	14
		CD	10	10	11	11	11	13
Max efficiency	%	HD	72	67	72	73	79	79
		CD	84	84	84	84	84	84
Input inertia	g cm ²	HD	0.25	3	12	21	54	90
		CD	0.006	0.02	0.09	0.07	0.3	0.6
Backlash	Deg	HD	<i>No backlash</i>					
		CD	1.4	0.9	0.9	0.6	0.4	0.4
GR _f	%	HD	N.A.	0.9	0.7	0.7	0.7	0.7
		CD	9	8	8	5	4	4

GR_f is the periodic fluctuation in gear ratio

FIGURE 2.6 – Résultats de l'étude

Revenons sur l'impact de la limite de réversibilité entre les deux variantes de réducteurs, cette limite caractérise le couple minimum à imposer au mécanisme (ici réducteur cycloïdal ou à onde de déformation) pour faire tourner le moteur au moyen de l'arbre de sortie (élément-clé pour le dispositif). Ce phénomène est présent dans les deux solutions à des degrés divers (réducteur cycloïdal $\simeq 1$ [Nm] ou à onde de déformation $\simeq 5$ [Nm]). Dans les deux cas, lorsque le couple est faible et que le rapport de réduction est élevé, cette limite de réversibilité peut se révéler problématique lorsque la direction est très peu sollicitée, notamment lors d'un dépassement à haute vitesse (ex : sur l'autoroute, on a rarement besoin d'utiliser des couples élevés pour tourner mais seulement de petits déplacements de volant à couple faible lors d'un dépassement).

Selon cette étude, les réducteurs cycloïdaux ont démontré des avantages majeurs quant aux réducteurs à onde de déformation tel que :

- Dimensions réduites
- Efficacité supérieure (à bas couple)
- Inertie plus faible
- Limite de réversibilité faible

Par contre les réducteurs à onde de déformation possèdent d'autres avantages :

- Rapport de réduction plus élevé
- Jeu tellement faible qu'il peut être considéré comme inexistant
- Fluctuation du rapport de réduction faible

En conclusion, il ressort donc de cette analyse que le réducteur à onde de déformation est plus intéressant pour l'application considérée car il minimise le jeu critique au projet. Comparativement au réducteur cycloïdal, les fluctuations faibles du rapport de réduction sont, en effet critiques pour assurer une fidélité sans faille du système.

2.2.1.5 Servomoteur linéaire avec transmission par poulies

La dernière morphologie étudiée repose sur la dynamique élevée des moteurs linéaires. Il sera donc nécessaire d'effectuer une conversion (linéaire-angulaire) grâce à un système de poulies comme illustré à la Figure 2.7.

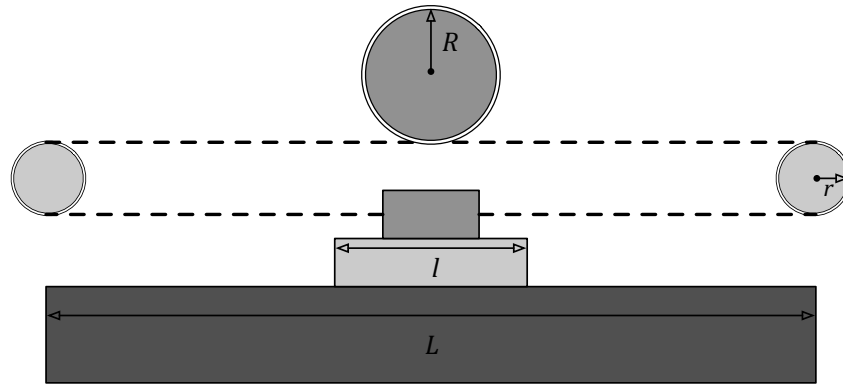


FIGURE 2.7 – Système de conversion linéaire/angularaire

Cette morphologie a comme paramètres :

- L : Longueur du système
- l : Longueur du chariot
- r : Rayon des petites poulies
- R : Rayon de la grande poulie

Dimensionnement Il est nécessaire de contraindre le système afin de pouvoir le dimensionner dans l'espace et quantifier son actionnement.

Contraintes :

- Longueur du système $L \leq 0.8$ [m]
- Rayon minimal de l'arbre $R \geq 0.01$ [m]

Tout d'abord une étude de l'inertie rapportée au moteur est nécessaire. Le système comporte deux parties : une partie linéaire ($I_{lin,tot}$) et une partie angulaire ($I_{\theta,tot}$). Sachant que l'inertie angulaire d'un disque est définie comme :

$$I = \frac{m \times R^2}{2}$$

tel que :

- Inertie I [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]
- Masse m [kg]
- Rayon R [m]

Pour la partie angulaire, il faut utiliser deux poulies à rayon fixe r et une poulie dont le rayon R sera une fonction de la force F , tout en tenant compte du I_{sw} , l'inertie du volant et de son système de fixation.

$$I_{\theta,tot} = 2 \times \frac{(m_{poulie} \times r^2)}{2} + \frac{(m_{rotor} \times R^2)}{2} + I_{sw}$$

Pour la partie linéaire, seule la masse du chariot entre en jeu :

$$I_{lin,tot} = m_{glider}$$

En rassemblant les équations, il est possible de tirer une relation qui lie la force à la masse du chariot et au rayon R (Figure 2.8). Il est important de tenir compte de la force $F_{utile} = T_{stall}/R$ qui provient du ressenti désiré au volant.

$$F = I_{lin,tot} \times 20\pi R + I_{\theta,tot} \times \frac{20\pi}{R} + \frac{T_{stall}}{R}$$

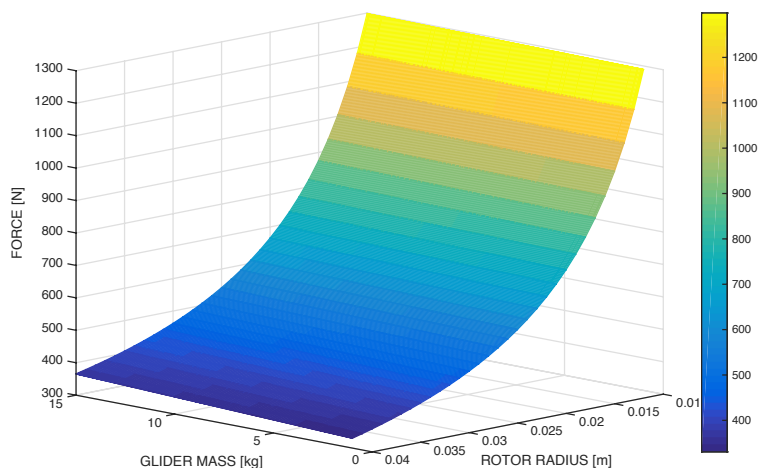


FIGURE 2.8 – Graphe de la force en fonction de la masse du chariot et du rayon R

Une autre contrainte est l'étude de la longueur maximale du système en fonction de sa force et de la longueur du chariot. Nous utiliserons les relations suivantes pour respectivement le couple (C), la course angulaire ($\Delta\theta$) et la course linéaire (S) :

$$\begin{aligned} F \times R &= C \\ \Delta\theta \times R &= S \\ S + l &= L \end{aligned}$$

Il est possible de combiner ces différentes relations afin de trouver une expression qui évalue la longueur du système L en fonction de la force F et de la longueur du chariot l . Une visualisation complète de cette analyse est proposée à la Figure 2.9. On obtient donc :

$$L = \Delta\theta \times \frac{C}{F} + l$$

En reprenant les contraintes du système, un graphe de cette fonction avec comme couple $C = 10$ [Nm] et comme course angulaire $\Delta\theta = 2 \times 3\pi$ [rad] peut être réalisé.

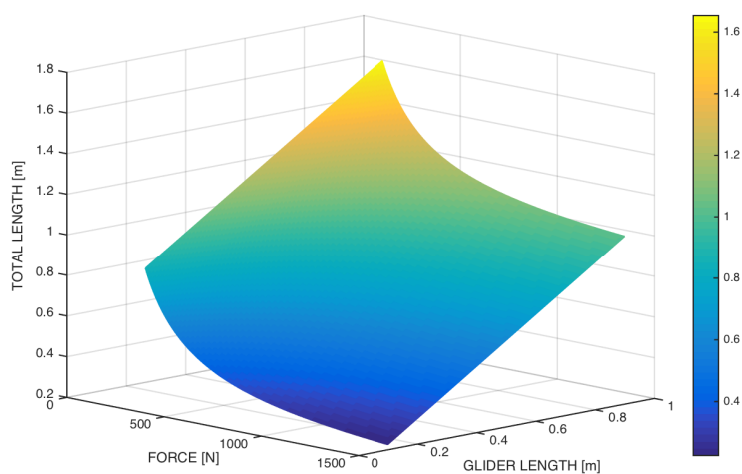


FIGURE 2.9 – Graphe de la longueur totale L du système

Ces graphes (Figures 2.8 et 2.9) indiquent qu'une force supérieure ou égale à 270 [N] est nécessaire afin d'avoir un système dont la taille maximale sera inférieure à 0.8 [m].

En résumé, les différentes contraintes actuelles sont :

- $R \geq 0.01$ [m]
- $F \geq 270$ [N]

Une étude de marché des différents moteurs compatibles vis-à-vis des contraintes peut désormais être menée. Comme pour les solutions précédentes, il faut raffiner la liste en retirant les moteurs surdimensionnés et les moteurs qui n'offrent pas de marges de manœuvre. Il faut aussi éliminer les moteurs trop lourds. En effet, le simulateur doit pouvoir être transportable et donc son poids doit être le plus faible possible [16] [14] [23].

Résumé des morphologies

Un résumé des recherches effectuées permettant une comparaison des prix et des performances se retrouve en Annexe C. Ce recueil de possibilités peut être établi sur base des dimensionnements effectués au cours de ce chapitre, des devis reçus de la part des fabricants ainsi que des caractéristiques disponibles dans les différentes fiches caractéristiques des moteurs. Une comparaison minutieuse des avantages, de leurs coûts ainsi que des performances de chaque solution entre elles ainsi qu'au sein d'une même famille permet de faire un choix d'actionneur pour le simulateur. Dans ce tableau, il est possible de retrouver les critères-clés du cahier des charges ainsi que l'ajout des critères financiers et temporels propres à la réalisation du projet :

- Couple : Couple continu maximal.
- Masse : Masse du système d'actionnement.
- Longueur : Longueur caractéristique de l'actionnement.
- Backlash : Jeu dans la liaison mécanique.
- Tension : Tension d'alimentation.
- Courant : Courant maximal nécessaire.
- Contrôleur : Modèle du contrôleur.
- Prix : Coûts de la solution.
- Délai de livraison

2.2.2 Analyse thermique

Lors du dimensionnement d'un actionneur électrique, il est important de considérer son échauffement. Le bobinage doit en effet, être capable de maintenir les mêmes caractéristiques tout au long de sa mise en service.

Le temps d'utilisation du mécanisme sera d'environ une demi-heure. Il est donc possible de poser quelques hypothèses simplificatrices. Ce temps de fonctionnement étant supérieur à la constante de temps τ (pour le bobinage) des moteurs sélectionnés, on peut négliger les effets de chauffe et refroidissement successifs du moteur, dus à l'alternance du couple maximum et du couple moyen. On peut donc poser l'hypothèse que l'échauffement du moteur tend asymptotiquement vers une température de fonctionnement liée au couple. Les moteurs soumis à l'analyse thermique seront étudiés pour un cycle de 20 minutes au couple de maintien de $T_{stall} = 10$ [Nm] et 10 minutes au couple maximal de $T_{max} = 20$ [Nm].

Grâce aux constantes de couple propres à chaque moteur, il est possible de déterminer le

courant qu'il faudra appliquer aux bobines et donc le courant moyen d'une utilisation.

$$I_{moyen} = \frac{1}{3} \times \frac{T_{max}}{k \times i} + \frac{2}{3} \times \frac{T_{stall}}{k \times i}$$

où :

- Constante de Couple k [Nm/A]
- Rapport de réduction i [/]

Les résistances et capacités (électrique et thermique) équivalentes du moteur permettent ensuite de déterminer l'échauffement ΔT lié à 30 minutes d'utilisation :

$$P = R_{electrique} \times I_{moyen}^2$$

$$\Delta T = C_{thermique} \times P$$

Pour un bobinage classique, la température ne peut pas excéder ~ 140 [°C]. En partant d'une température ambiante à 40 [°C], les moteurs repris dans le tableau récapitulatif (voir Annexe C) ont tous passé le test.

2.2.3 Dimensionnement de l'arbre moteur

Un autre aspect primordial du choix de l'actionneur est sa capacité à supporter les efforts induits par l'utilisateur. Un dimensionnement de l'arbre moteur considérant des cas extrêmes est proposé dans cette section.

Considérons d'abord le système comme étant sollicité par torsion et dimensionnons-le statiquement. Nous choisirons pour ce faire un acier *AISI 1020* dont les caractéristiques sont les suivantes :

- Limite d'élasticité : $S_y = 330.9$ [MPa]
- Limite de rupture : $S_u = 448.2$ [MPa]

Le couple de torsion maximal défini par le cahier des charges est de $T_{max} = 25$ [Nm]. Considérons uniquement cette torsion et appliquons les règles de dimensionnement statique (en considérant un coefficient de sécurité $k = 2$) :

$$\sqrt{3}\tau \leq \frac{S_u}{k}$$

Sachant que pour un cylindre plein $\tau = \frac{16 \cdot T_{max}}{\pi \cdot d^3}$ où d désigne le diamètre de l'arbre recherché.

Finalement, une valeur de diamètre peut être obtenue :

$$d \geq 0.0099 \text{ [m]}$$

Ce diamètre implique une contrainte maximale telle que :

$$\tau_{max} \simeq 130 \text{ [MPa]}$$

Ce τ_{max} est inversement proportionnel au diamètre et dans le cas particulier du simulateur cela s'avère être plus qu'intéressant.

Dans le cahier des charges, il est demandé d'assurer la résistance de l'arbre si un utilisateur met tout son poids sur le volant. Considérons un cas extrême d'une personne de 100 [kg] exerçant une force verticale sur le système, un dimensionnement statique de résistance à la flexion du mécanisme peut être conduit.

$$\sigma_{eq} \leq \frac{S_u}{k}$$

où σ_{eq} désigne la contrainte équivalente représentée par cette masse suspendue au volant.

Elle est déterminée de la manière suivante :

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3T_{max}^2}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\pi \cdot d^3} \sqrt{(32 \cdot M_{max})^2 + 3 \cdot (16 \cdot T_{max})^2}$$

Pour pouvoir continuer le dimensionnement, il est nécessaire de découpler le problème en deux situations distinctes (voir Figure 2.10). En effet, le conducteur peut appliquer une force radialement ou tangentiellement au volant. Le cas tangentiel ne doit et ne peut jamais se produire sous peine de casser le moteur, dès lors, la torsion ($T_{max} = 0$ [Nm]) peut être négligée dans ce dimensionnement. Prenons une valeur de $M_{max} = 150$ [Nm] (ce qui correspond à une force verticale exercée sur le volant à une distance de 15 [cm] des paliers du moteur). Un diamètre minimal est alors obtenu :

$$d \geq 0.0189 \text{ [m]}$$

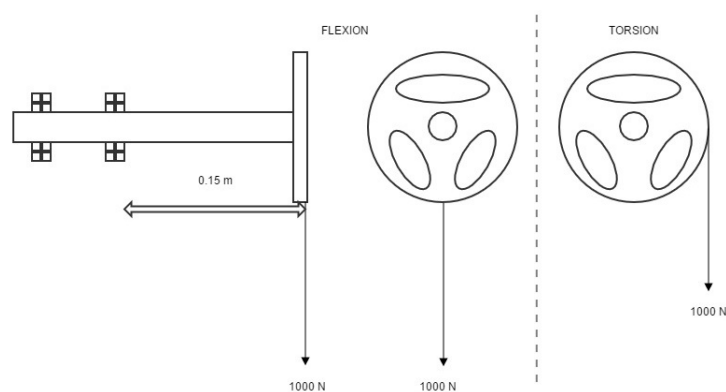


FIGURE 2.10 – Visualisation du découplage

Pour ce qui est de l'étude en fatigue, le système étant soumis à des charges variant de manière aléatoire au cours du temps, il est intéressant de disposer d'une analyse opposant les contraintes au cours d'une période spécifique.

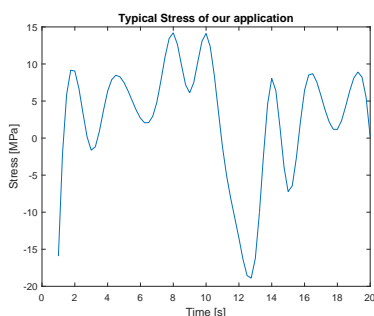


FIGURE 2.11 – Contraintes typiques soumises au volant

Graphiquement, cette analyse devrait se présenter comme à la Figure 2.11. L'exemple présenté est obtenu par multiplication aléatoire du couple maximal par un nombre compris entre 0 et 1.

Cette analyse permet de juger de la durée de vie du système. Cette durée de vie est régie par la valeur et le nombre de pic de contraintes n_j au-delà de la contrainte d'endurance ainsi que le nombre de cycles auquel ce pic correspond.

$$N_j : \sum_{j=1}^{j=k} \frac{n_j}{N_j} = x$$

Une fois ce x trouvé, la durée de vie du système peut être déterminée.

Le système doit avoir une durée de vie la plus longue possible, il est donc impératif de veiller à ce que les contraintes (même aléatoires) ne dépassent pas l'endurance S_n . Pour un arbre soumis essentiellement à la torsion, les valeurs suivantes peuvent être observées :

$$S_n = 0.29 \cdot S_u = 129.92 \text{ [MPa]}$$

Pour résister à la flexion, il faut augmenter le diamètre de 9.9 [mm] à 18.9 [mm] et donc le facteur 0.29 passe à 0.261. Cette modification implique un passage de la limite d'endurance de 129.9 [MPa] à 116.9 [MPa].

Lors de l'analyse statique, la contrainte maximale était de $\tau_{max} = 129.9$ [MPa] mais pour un diamètre augmenté (diamètre correspondant à la résistance à la flexion), la contrainte maximale change : $\tau_{max} = 18.86$ [MPa]. Cette contrainte est largement en dessous de la limite d'endurance (Figure 2.12) et ne devrait jamais être excédée par un utilisateur.

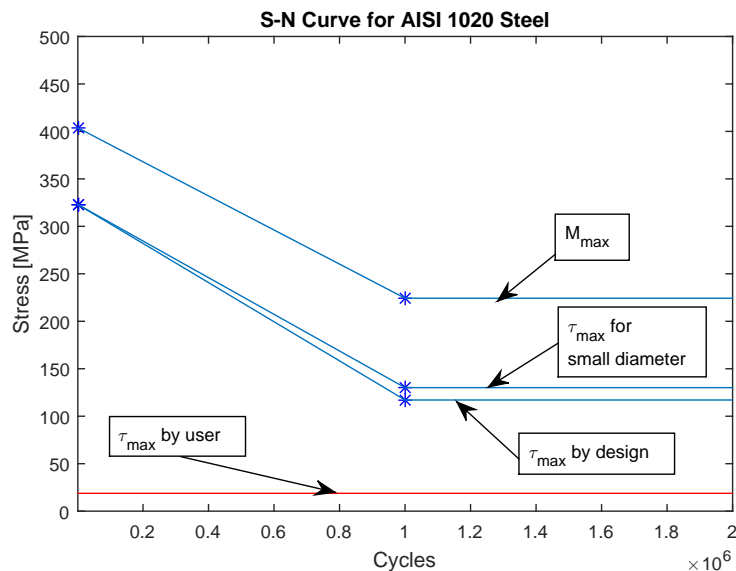


FIGURE 2.12 – Analyse en fatigue

En conclusion, aucun dégât dû à la fatigue n'est à craindre pour un arbre de diamètre d supérieur ou égal à 18.9 [mm].

2.3 Présentation de l'actionneur

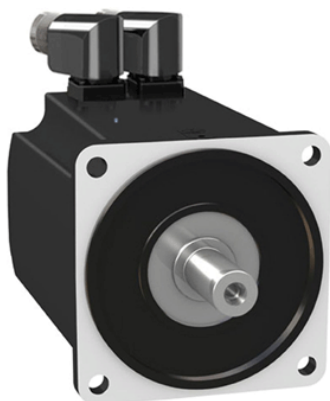
En se basant sur le tableau récapitulatif des sections précédentes en Annexe C, il est désormais possible de déterminer l'actionneur qui correspond au mieux aux critères posés précédemment.

Tout d'abord, comme expliqué à la section 2.2.1.2, le jeu dans les engrenages et la perte de précision que cela implique sont incompatibles avec le degré de précision énoncé dans le cahier des charges. Il est donc naturel de ne plus prendre en compte les servomoteurs couplés à une transmission. Ensuite le problème d'inversibilité est trop important pour les servomoteurs couplés à un engrenage à onde de déformation ou à un réducteur cycloïdal (sections 2.2.1.3 et 2.2.1.4). Finalement, les servomoteurs linéaires (section 2.2.1.5) sont éliminés à cause de leur taille trop importante et de leur inertie trop élevée.

Le choix définitif se porte donc sur les servomoteurs en prise directe (voir section 2.2.1.1). Les critères de sélection du moteur sont les suivants :

- Puissance
- Dynamique
- Délai de livraison
- Taille
- Poids
- Coût

Le servomoteur choisi est donc le : **BMH1401P12A2A** de chez *Schneider Electric*, un moteur rotatif dit sans transmission (ou en prise directe). Celui-ci est suffisamment puissant pour atteindre les caractéristiques de couple désirées ainsi que pour délivrer des à-coups très dynamiques. Il intègre un codeur SinCos Hiperface multi-tours permettant, entre autres, le calcul de la vitesse de rotation de façon interne [24].



Les caractéristiques de ce moteur sont les suivantes :

- Couple de maintien : 10.3 [Nm]
- Couple maximal : 30.8 [Nm]
- Vitesse maximale : 4000 [tr/min]
- Constante de couple : 1.2 [Nm/A]
- Inertie du rotor : 16.46 [kg · cm²]
- Alimentation : 240 [V] / max. 30 [A]

FIGURE 2.13 – Photo du servomoteur

Une autre caractéristique importante du servomoteur est sa courbe couple/vitesse. Celle-ci est définie de pair avec un servo-variateur et son alimentation. Sur la figure 2.14 se trouve la courbe du couple de maintien en trait plein et la courbe du couple maximal en trait discontinu. Le volant ne tournant presque pas, le moteur peut développer sa pleine puissance sans restriction.

Torque/Speed Curves

Servo motor with LXM32-D30M2 servo drive

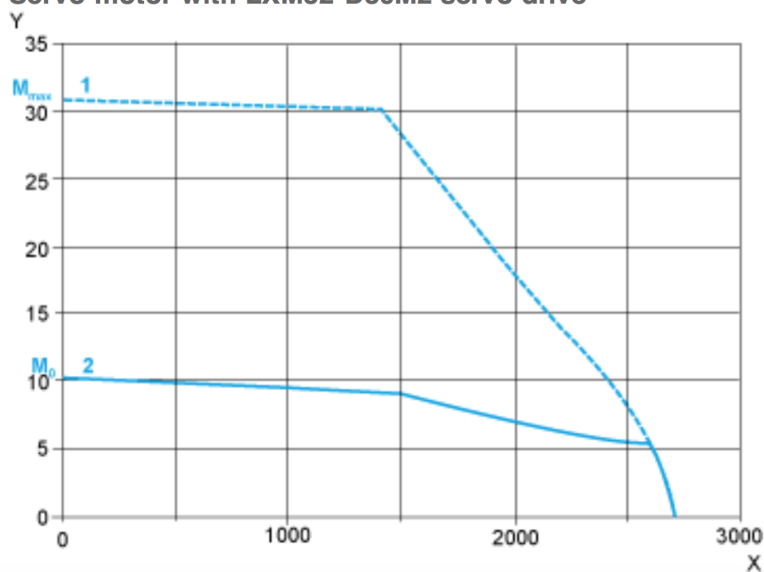


FIGURE 2.14 – Courbe(s) couple/vitesse du servomoteur contrôlé par servo-variateur [24].
Axe X : Vitesse [rpm], Axe Y : Couple [Nm]

2.4 Présentation du simulateur

Dans cette section, une présentation complète du simulateur et des éléments qui le composent est proposée. Une vue assemblée ainsi qu'une vue éclatée permettent de situer les différents éléments du simulateur et de définir leur appellation. Ensuite, une étude par éléments finis permet de vérifier le dimensionnement de l'épaisseur de la tôle utilisée. Plusieurs vues en coupe ou en transparence permettront ensuite de visualiser le positionnement de certains éléments afin d'expliquer leur utilité. Finalement, un résumé des différentes étapes de montage se trouve en Annexe B.

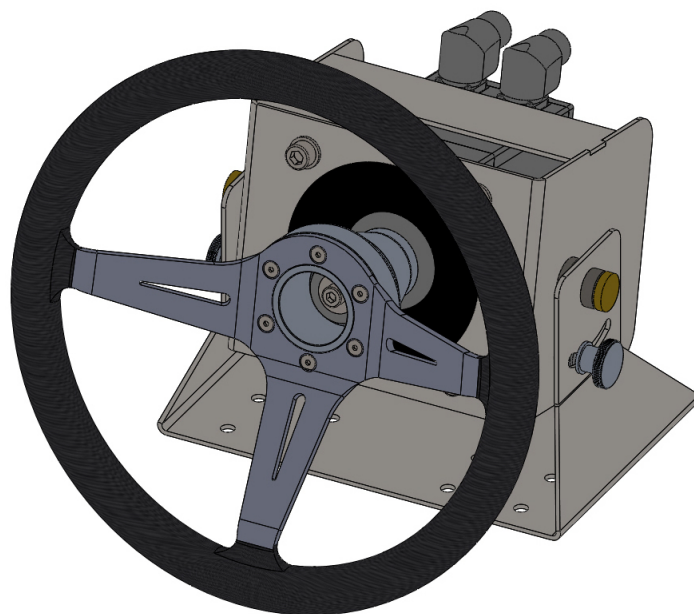


FIGURE 2.15 – Vue assemblée du simulateur

La Figure 2.15 montre le simulateur terminé. Une vue éclatée de celui-ci se référant à un tableau de nomenclature des différents composants se trouve à la Figure 2.16.

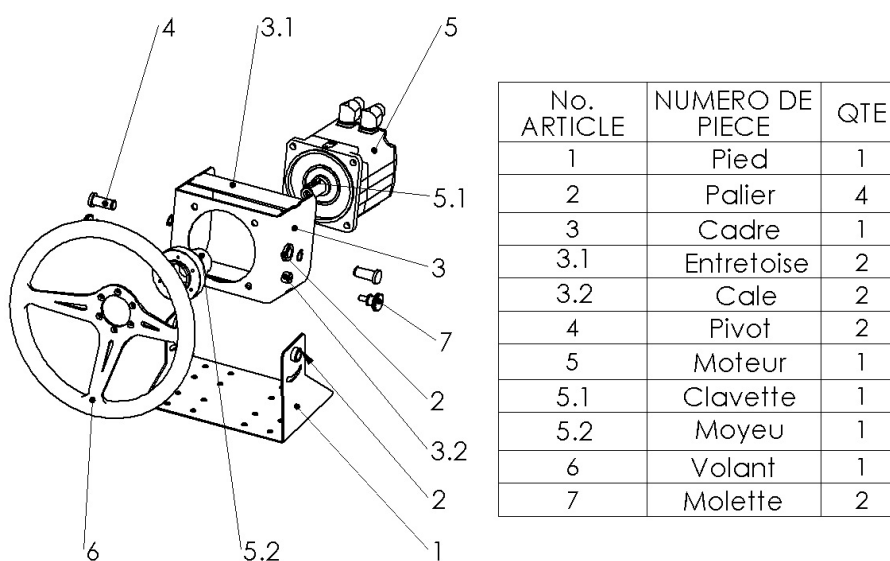


FIGURE 2.16 – Vue éclatée et nomenclature du simulateur

La conception du simulateur requiert une recherche de solutions afin de remplir toutes les

fonctions décrites dans le cahier des charges. Certaines de ces fonctions peuvent être solutionnées de façon indépendante mais certains choix sont effectués à partir du choix de l'actionneur.

Une fois le type d'actionnement choisi (servomoteur en prise directe), il faut concevoir une structure capable de tenir l'actionneur en place lors de sa mise en service et de son utilisation. La structure retenue est illustrée par la Figure 2.17.

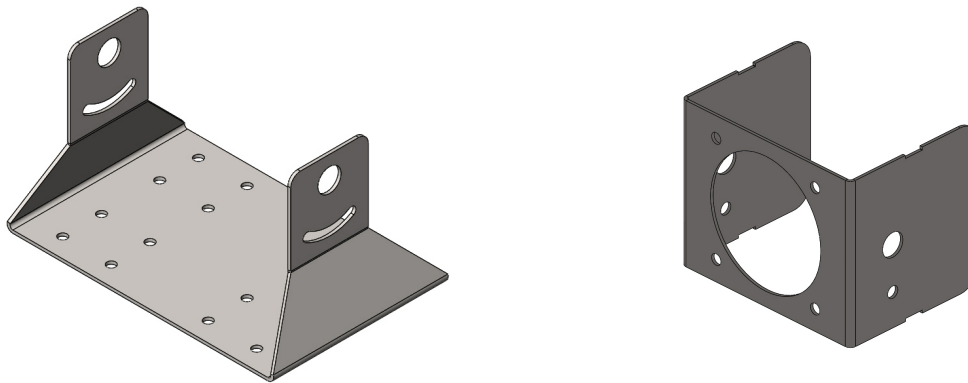


FIGURE 2.17 – Structure du simulateur sous Solidworks

2.4.1 Pied

Il s'agit de l'élément de fixation du simulateur. Il se base sur la forme d'une pyramide à base carrée tronquée ayant l'une de ses faces (face arrière) moins inclinée que les autres. Ce choix a été effectué sur base d'une répartition des contraintes latérales afin d'assurer une meilleure stabilité du simulateur. L'inclinaison de la face arrière est justifiée par la fixation du simulateur par l'arrière afin de s'opposer aux contraintes exercées par un utilisateur.

Le volant doit pouvoir être réglé selon une plage d'inclinaison de 15° à 30° . La solution retenue est un système de glissières en arc de cercle autour de l'alésage prévu pour le pivot. Cet arc de cercle est prévu pour une inclinaison dans le sens positif ou dans le sens négatif afin de fixer ou suspendre le simulateur sur une table ou dans un châssis plus élaboré. Pour réaliser ce pied, une tôle découpée et pliée est utilisée. Lors du pliage, une grande précision quant au positionnement des alésages prévus pour les paliers est nécessaire.

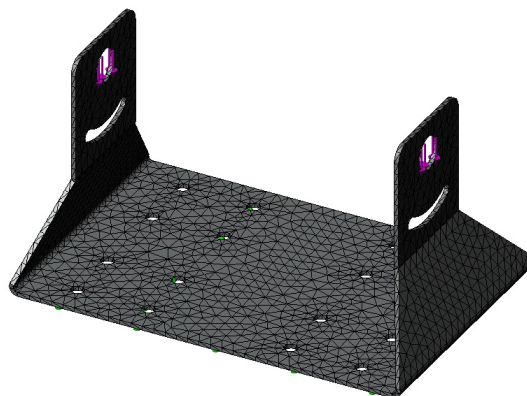


FIGURE 2.18 – Étude par éléments finis de la structure portante

Pour déterminer l'épaisseur minimale de la tôle, une étude par éléments finis estimant le poids total du simulateur sur le pied est réalisée (Figure 2.18). Celle-ci montre que pour une épaisseur de tôle de 3 [mm], un déplacement de maximum 0.128 [mm] (Figure 2.19) est remarqué au niveau des alésages du pied. L'épaisseur de tôle de 3 [mm] est donc retenue pour le reste du simulateur.

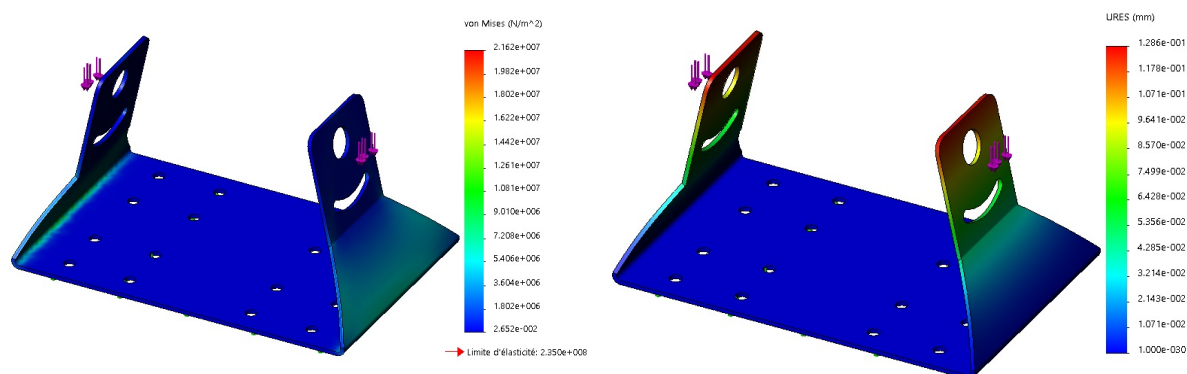


FIGURE 2.19 – Résultats de la mise en charge de la structure

2.4.2 Cadre

Pour éviter toute possibilité d'interférer avec le moteur (risque de brûlure, électrocution, etc.), l'actionneur est monté dans un cadre (Figure 2.20). Ce cadre est aussi réalisé dans une tôle découpée au laser et ensuite pliée en respectant la même contrainte d'alignement pour les alésages réservés aux paliers du pied.

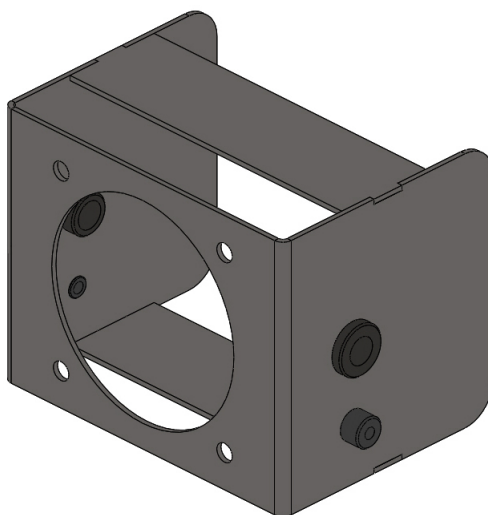


FIGURE 2.20 – Assemblage du cadre

L'emplacement des alésages a été étudié afin de placer l'axe de rotation au plus près du centre de gravité de la partie mobile du simulateur. En effet, ce détail permet à l'utilisateur d'incliner plus facilement l'ensemble malgré le poids. De plus, le couple de serrage nécessaire pour maintenir la partie mobile en place s'en retrouve également diminué.

Le moteur est ensuite fixé par des boulons au travers des alésages prévus à cet effet. L'alésage central est présent pour alléger la structure ainsi que pour centrer le moteur. Pour s'assurer de la fonctionnalité de réglage de l'inclinaison, un test de collision a été mené sur Solidworks.

Les petits alésages, en dessous de ceux prévus pour les pivots, permettent de fixer une cale filetée (Figure 2.22) qui joue le rôle d'entretoise entre les deux montants du pied et le cadre. Ces cales sont filetées pour permettre le serrage et le blocage en position inclinée de la structure en cage du moteur.

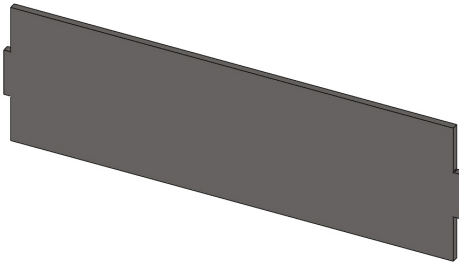


FIGURE 2.21 – Entretoise

Afin d'assurer la solidité du cadre, deux entretoises (Figure 2.21) sont réalisées et assemblées par soudure. Elles permettent de maintenir rigidement et à équidistance les deux parties pliées du cadre lorsque celles-ci sont enserrées dans le pied.

2.4.3 Éléments d'assemblage

Comme mentionné précédemment, il y a deux alésages par face latérale du cadre. Le premier (le plus large) accueillera un palier lisse usiné à partir d'un brut en acier pour permettre la soudure de celui-ci directement sur le cadre (Figure 2.22). Un deuxième palier identique est placé dans le pied et soudé à celui-ci. Leurs dimensions sont étudiées afin de complètement bloquer le degré de liberté de translation latérale du cadre dans le pied et donc de servir également d'entretoise. Le deuxième alésage permet la mise en place de la cale fileté décrite précédemment.



FIGURE 2.22 – Cale fileté et palier lisse en acier

Les pivots (Figure 2.23) qui assurent l'inclinaison du cadre par rapport au pied sont en laiton. Ce matériau a essentiellement été choisi pour sa facilité d'usinage en comparaison à de l'acier.

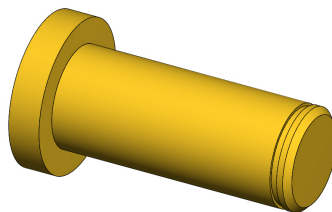


FIGURE 2.23 – Pivot

Un épaulement à une extrémité (extérieur du simulateur) permet de bloquer le mouvement latéral du cadre dans le pied ainsi que du pivot dans les paliers lisses. À l'autre extrémité (intérieur du cadre), une gorge est usinée pour insérer un anneau élastique extérieur (circlip) qui aura le même rôle.

La Figure 2.24 permet de visualiser l'ensemble monté grâce à une vue frontale en transparence.

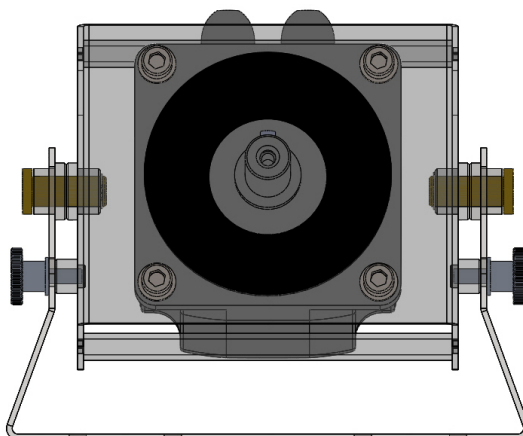


FIGURE 2.24 – Assemblage cadre, moteur et pied

Les deux figures suivantes (Figure 2.25) offrent une vue détaillée en transparence sur les deux systèmes d'espacement employés dans le simulateur. Sur la deuxième vue, figure la molette permettant le serrage par pression de la tôle du pied sur l'entretoise. Une rondelle sera ajoutée afin d'agrandir la surface de contact de la molette sur le pied (de part et d'autre de la rainure en arc de cercle).



FIGURE 2.25 – Zoom sur l'assemblage palier/pivot et de la molette dans la cale filetée

La dernière étape de l'assemblage est de pouvoir fixer un volant sur l'arbre moteur. Pour ce faire, un moyeu (Figure 2.26) a été conçu de telle manière à ce qu'il puisse être entraîné au moyen de la clavette présente sur l'arbre du moteur.

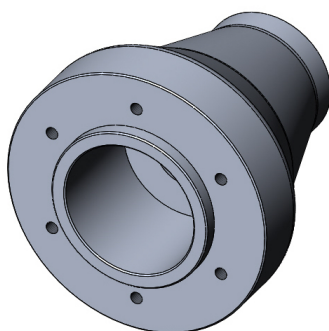


FIGURE 2.26 – Moyeu

Ce moyeu doit être serré axialement sur l'arbre du moteur au moyen d'une vis et d'une rondelle répartissant la charge de serrage sur le moyeu. Un cercle de centrage pour le volant est

usiné sur le moyeu ainsi que des alésages taraudés pour fixer celui-ci.

La Figure 2.27 propose une vue en coupe de l'assemblage du moyeu sur l'arbre du moteur. On peut y voir la clavette se trouvant dans une rainure du moyeu, la vis de serrage axiale avec sa rondelle ainsi que le centrage et la fixation du volant sur le moyeu.

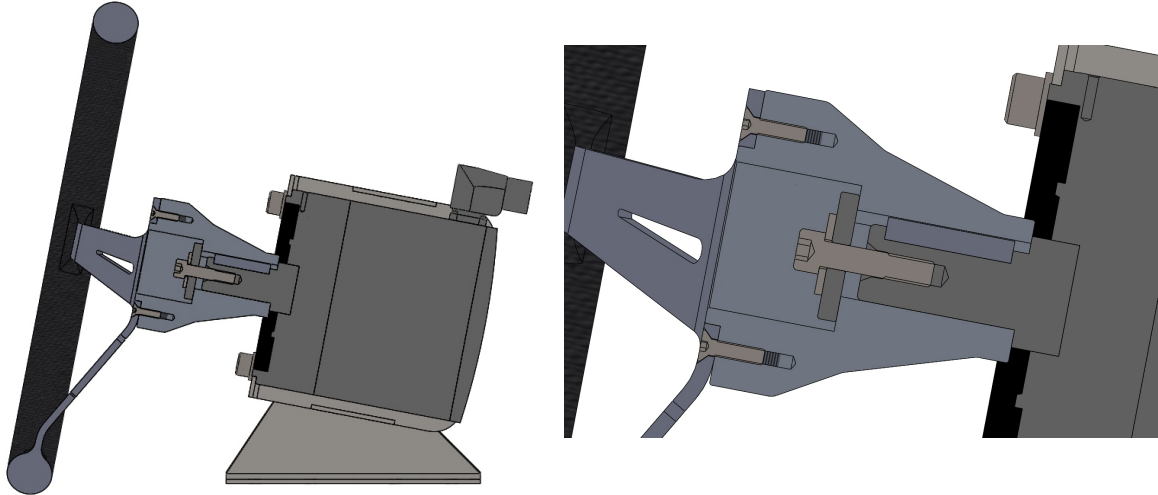


FIGURE 2.27 – Assemblage du moyeu sur l'arbre avec le volant + Zoom

En résumé, le simulateur peut être monté facilement en suivant les étapes décrites ci-dessus et illustrées en Annexe B.

Finalement, un rendu plus réaliste du simulateur est généré à partir de Solidworks. Il est présenté à la Figure 2.28.

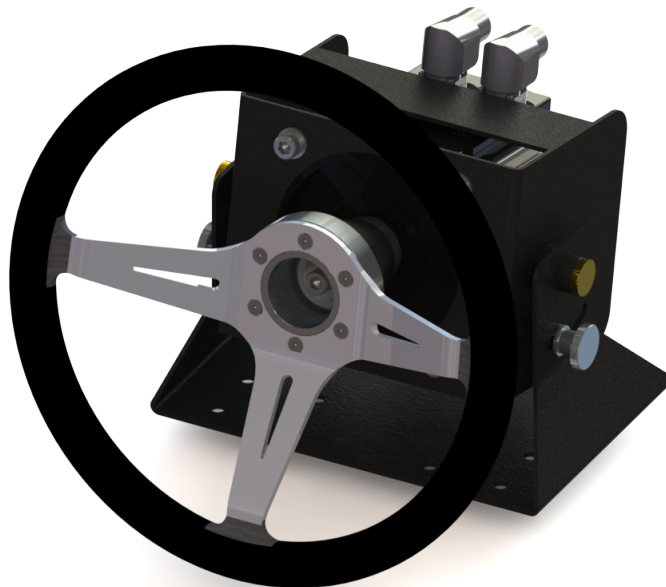


FIGURE 2.28 – Rendu final du simulateur

Chapitre 3

Architecture du système de contrôle

Ce chapitre présente une vue détaillée de l'architecture du système de contrôle du simulateur. Dans un premier temps, une vue globale du système, des interconnexions et des alimentations, est exposée. Ensuite, la carte de contrôle et le servo-variateur sont plus amplement détaillés. La chaîne de contrôle complète du simulateur est décrite ainsi que les diverses méthodes de communication utilisées pour communiquer entre périphériques. Finalement, une explication détaillée de la méthode de programmation du système embarqué est proposée.

3.1 Vue globale du système

Le système développé est composé dans son ensemble de quatre périphériques :

- Une carte de développement Texas Instruments "Industrial Communication Engine AM3359" qui servira d'interface et de contrôleur. Elle héberge un programme développé exclusivement pour le simulateur afin de fonctionner de façon indépendante.
- Un servo-variateur Schneider Electric "Lexium LXM32AD30M2" responsable du contrôle du moteur. Il est responsable de l'envoi des consignes de couple et de la lecture des informations de position du moteur.
- Un moteur synchrone Schneider Electric "Berger Lahr BMH1401P12A2A", contrôlé en couple, avec encodeur intégré. Il est l'organe responsable du retour haptique, il permet de déployer le couple nécessaire dans les bras du pilote au travers du volant.
- Un ordinateur hébergeant une session de Robotran. Il va permettre de résoudre des équations du multi-corps et de calculer le couple de retour en temps réel.

Une description des interconnexions et des alimentations est présentée à la Figure 3.1.

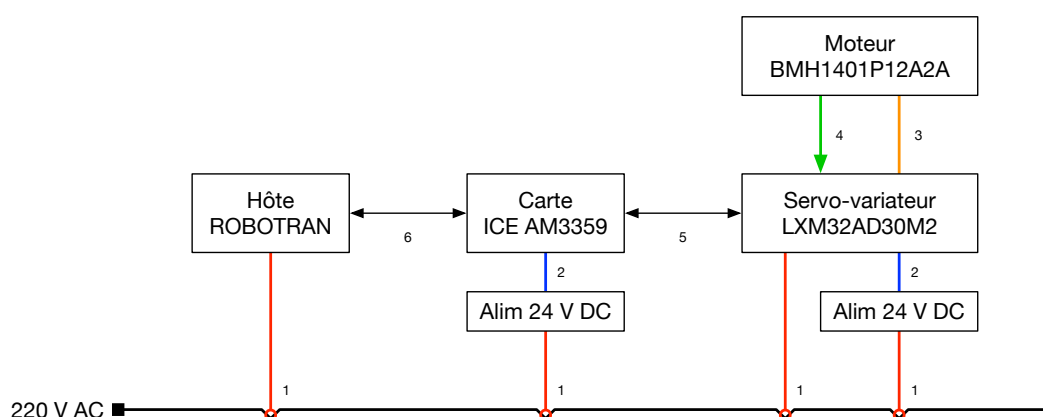


FIGURE 3.1 – Schéma global des interconnexions et alimentations du système

#	Couleur	Type de connexion
1	Rouge	Alimentation 220 [V] AC
2	Bleu	Alimentation 24 [V] DC
3	Orange	Alimentation triphasée du moteur (câble propriétaire)
4	Vert	Liaison Encodeur du moteur (câble propriétaire)
5	Noir	Paire différentielle CAN (DB9)
6	Noir	Liaison série RS-232 (USB)

TABLE 3.1 – Légende du schéma global

3.2 Carte de développement ICE AM3359

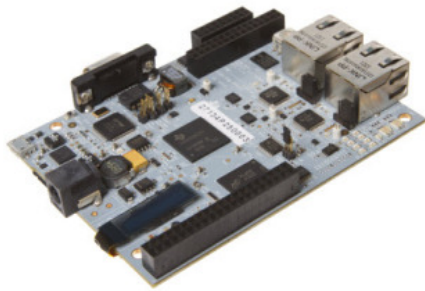
Comme expliqué précédemment, le simulateur a besoin d'un organe de contrôle afin de synchroniser les informations entrant et sortant de chacun des périphériques du simulateur. Ce rôle doit être joué par une carte de développement équipée d'un micro-contrôleur capable de gérer des communications industrielles en temps réel. Afin de s'équiper du matériel répondant le mieux au cahier des charges, une liste de critères de sélection a été dressée :

- Fréquence du micro-contrôleur
- Quantité de mémoire embarquée
- Type d'alimentation
- Langage de programmation
- Type de connectivité (RS232, USB, Ethernet, I/O, ..)
- Compatibilité UART / Connexion série
- Compatibilité CAN / CANopen
- Prix

Dans cette liste de critères, tous n'ont pas la même importance lors de la prise de décision. Certains sont critiques d'autres sont optionnels. Néanmoins, le futur est à prendre en compte et les critères ne se limitent pas au travail actuel avec le simulateur mais au travail qui pourra plus tard être effectué avec cette carte de développement.

Les premiers impératifs sont les deux protocoles de communication, les cartes n'étant pas compatibles CAN et/ou UART sont directement disqualifiées. En effet, ce sont les deux moyens de communication utilisés par le système. Il est aussi impératif d'avoir un langage de programmation aussi proche du *C/C++* que possible afin de disposer d'un support technique au sein du pôle de recherche.

Au niveau des performances de la carte, sachant qu'elle serait potentiellement utilisée à des fins plus complexes, il nous a été fortement conseillé de les revoir à la hausse. L'utilisation d'un *PIC32* préalablement connu se trouvant désormais impossible, c'est chez Texas Instruments que nous trouvons la carte correspondant le plus à nos besoins tout en restant dans une gamme de prix très raisonnable (voir Figure 3.2).



La carte utilisée est la suivante : **AM3359 Industrial Communications Engine** de chez *Texas Instruments (TI)*. Cette carte possède toutes les spécifications requises et bien plus encore car elle est spécialisée dans la communication entre périphériques industriels (voir Figure 3.3). Elle se programme en *C* grâce à différentes bibliothèques développées par *TI*.

FIGURE 3.2 – Photo de la carte [25]

Hardware Specifications	Software and Tools	Connectivity
<ul style="list-style-type: none"> • AM3359 ARM Cortex-A8 • DDR3, NOR Flash, SPI Flash • OLED Display • TPS65910 Power management • 24V Power supply with regional adapters and cables • USB Cable for debug • RoHS Compliant 	<ul style="list-style-type: none"> • SYS/BIOS • Starterware • Code Composer Studio integrated development environment (IDE) • Application stacks for industrial communication protocols • Sample industrial applications 	<ul style="list-style-type: none"> • PROFIBUS interface • CANOpen • Ethernet/IP • EtherCAT • PROFINET • SERCOS_III • Digital inputs and outputs (I/O) • SPI • UART • JTAG (via USB)

FIGURE 3.3 – Récapitulatif des spécifications de la carte [25]

3.3 Servo-variateur LXM32AD30M2

Un autre élément électronique que la carte contrôlera est le servo-variateur relié au moteur. C'est lui qui pilote en temps réel le moteur en fonction des consignes qu'il recevra (consigne de position, vitesse ou couple).



Le servo-variateur associé au moteur est le modèle avancé **Lexium LXM32AD30M2** vendu par *Schneider Electric* (voir Figure 3.4). Il dispose à l'origine d'une fonction de communication CAN/CANopen intégrée ainsi qu'un port série pour le paramétrage. Il s'alimente seulement avec une seule phase afin de respecter le cahier des charges et peut soutenir un courant maximal de 30 [A_{rms}]. Il intègre différentes entrées/sorties digitales qui peuvent servir de signaux de commande pour des butées électromécaniques, des boutons d'arrêt d'urgence, etc.

FIGURE 3.4 – Photo du Servo-variateur [26]

Il va de soi que le servo-moteur sera, ici, exclusivement commandé par consignes de couple successives pendant toute la durée d'une simulation. Afin de rendre cela possible, il doit d'abord recevoir les consignes CANopen nécessaires à sa mise en marche puis son passage en mode "profil de couple". À partir de là, celui-ci pourra recevoir des consignes de couple qui lui seront passées sous forme d'une valeur hexadécimale. Le servo-variateur peut envoyer des consignes pour des valeurs de couple allant de -300.0% à $+300.0\%$ du couple nominal du moteur. Il n'est précis qu'au dixième de pourcent, cela va donc conditionner la précision du retour qui sera de l'ordre du centième pour un couple nominal aux alentours de 10 [Nm] [26].

3.4 Contrôle du simulateur

Cette section a pour objectif de proposer une vue claire et détaillée sur la chaîne de contrôle du simulateur. Premièrement, les protocoles utilisés sont présentés de façon succincte (CANopen, UART). Deuxièmement, l'implémentation réalisée sera présentée en détail. Finalement, un exemple concret de cette implémentation sera proposé. Celui-ci permettra de comprendre le cheminement exact de l'information à travers le système.

3.4.1 CANopen

L'objectif de cette section est de proposer une explication plus détaillée du fonctionnement de la surcouche applicative CANopen pour le bus de terrain CAN (Controller Area Network). Ce protocole permet la communication entre un maître et un esclave à travers un dictionnaire d'objets. Ce dictionnaire, qui est normalisé, fonctionne comme une interface ou une zone de tampon entre le bus CAN et l'application (ici, le servo-variateur). Le maître, par l'intermédiaire de divers protocoles de communication (SDO, PDO, NMT, SYNC, EMCY), va pouvoir écrire des instructions ou lire des données dans le dictionnaire d'objets. L'application (ou l'esclave), quant à elle, va pouvoir récupérer des informations nécessaires à son fonctionnement dans le dictionnaire ou y déposer des données de post-traitement alors accessibles au maître [27].

Le dictionnaire d'objets se présente comme un grand tableau où chaque cellule est désignée par un index et un sous-index. Ces cellules ou objets peuvent être de différents types comme des paramètres de configuration de l'application (ex : gain, consigne, ...) ou comme des données de mesure (ex : position, vitesse, courant, ...). Ces objets pourront être manipulés (lus ou écrits) grâce aux protocoles de communication cités ci-dessus, mais ceux-ci n'ont pas tous la même utilité (voir Figure 3.5).

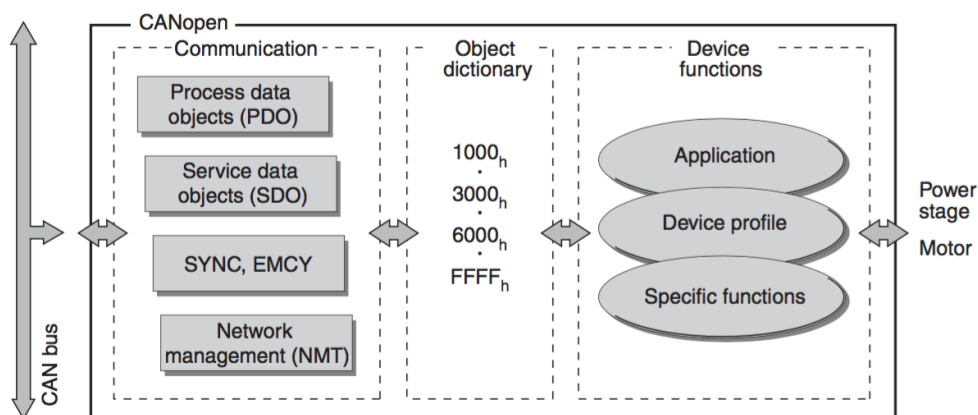


FIGURE 3.5 – Vue simplifiée du protocole CANopen [28]

Les PDOs (Process Data Object) sont utilisés pour les échanges de données (donnée de

consigne, référence,...) en temps réel. Ils sont les plus rapides car ils ne nécessitent pas un message de confirmation en retour pour s'assurer de la bonne réception de l'information. Ils peuvent transporter jusqu'à 8 octets de données dont seule la fraction des 8 octets utilisés sera envoyée (ex : si 1 octet assigné, 1 seul octet envoyé). Ils suivent la relation du producteur/consommateur et peuvent être utilisés de façon synchrone, asynchrone ou déclenché par un événement.

Les SDOs (Service Data Object) sont utilisés pour accéder aux entrées du dictionnaire d'objets grâce à leur index et sous-index. La valeur de l'objet accédé peut soit être lue, soit être modifiée si cela est permis. Chaque périphérique du réseau comporte au moins un serveur de type SDO pour être en mesure de répondre aux demandes d'un autre périphérique. Un client SDO est uniquement nécessaire pour envoyer des requêtes de type SDO (lecture du dictionnaire d'objets d'un autre périphérique ou modification de celui-ci).

Les deux protocoles ont leurs avantages et leurs inconvénients mais il faut retenir que le SDO permet un accès direct à l'information grâce aux index et sous-index alors que cela n'est pas possible par le PDO. Celui-ci doit d'abord être configuré par le maître afin d'obtenir l'information (ex : PDO1 est configuré pour recevoir la vitesse, PDO2 la position, ...).

Les protocoles NMT, SYNC, EMCY permettent une gestion globale du réseau. Le NMT permet la gestion de l'état de fonctionnement du réseau : pré-opérationnel, opérationnel, stoppé. En fonction de l'état, la modification de certains objets PDOs n'est pas possible. Il est donc important de placer son réseau dans le bon état avant de procéder à des modifications. Les deux derniers objets servent à la synchronisation du réseau (SYNC) et à détecter les anomalies ou autres erreurs dans le réseau (EMCY) [28].

3.4.2 Communication série

Cette section sera dédiée à la présentation de la communication série. Celle-ci aura lieu entre la carte de développement et l'ordinateur hôte. La transmission dite en série est une modalité de transmission dans laquelle les informations se succèdent sur une seule voie (par opposition à la transmission parallèle où les informations sont transmises simultanément sur plusieurs voies).

Difficilement retrouvée sur les ordinateurs actuels car amplement remplacée par l'USB (au débit bien plus élevé), la norme RS-232 utilisant un port série (ou port COM) sera le protocole utilisé par la carte de développement afin de communiquer avec l'hôte grâce à un terminal. Anciennement, cette norme utilisait des connecteurs de type D-subminiature (ex : DE-9, DB-25) qui ne se trouvent plus d'origine sur tous les ordinateurs. Un câble USB sera utilisé en remplacement. Néanmoins, l'hôte n'est toujours pas capable de communiquer selon la norme car celui-ci ne possède généralement pas de convertisseur RS-232 à USB (et vice versa), pour cela il est nécessaire d'installer des pilotes afin d'émuler des ports COMs grâce aux ports USB de l'ordinateur. Un candidat possible pour ces pilotes sont les **Virtual COM Port Drivers** de chez *FTDI* [29].

Du côté de la carte de développement, l'utilisation de l'UART (*Universal Asynchronous Receiver Transmitter*) sera nécessaire. En effet, celui-ci sert d'interface entre la sortie du processeur qui comporte autant de fils que de bits de données (sorties parallèles) et la liaison série qui n'utilise qu'un seul fil pour communiquer tous les bits de données. Grâce à lui, l'utilisation de la norme RS-232 sera possible des deux côtés [30]. Il faudra encore configurer les deux périphériques afin qu'ils se comprennent, les paramètres de configuration sont les suivants :

- Vitesse de transmission en baud.
- Nombre de bits de données.
- Parité.
- Nombre de bits de stop.
- Contrôle de flux.

La communication en présence sera configurée comme suit : 230 400 baud, 8 bits de données, pas de parité, 1 bit de stop et pas de contrôle de flux. En résumé : "230400 8N1".

Le flux de données étant limité par la vitesse de transmission (*baudrate*) ainsi que par d'autres facteurs (périphériques, câbles, facteurs externes, ...), il est important de supprimer toutes informations inutiles de la transmission. Pour cela, les données sont envoyées sous forme d'un entier (*int* de 32bits). Le simulateur n'étant pas plus précis que le millième d'entier, il n'y a donc aucune crainte de perte d'informations.

3.4.3 Boucle de contrôle

Maintenant que les différents éléments du système ainsi que les protocoles de communications qui permettent de les relier ont été expliqués, une description étape par étape de la boucle de contrôle sera proposée (voir Figure 3.6).

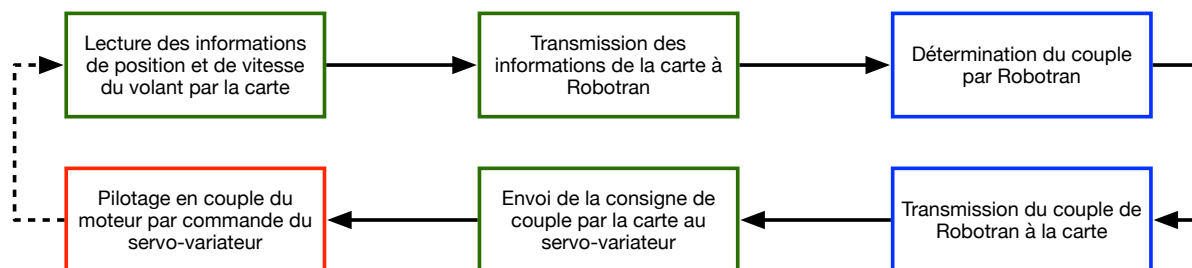


FIGURE 3.6 – Boucle de contrôle (Vert : Opérations effectuées par la carte, Bleu : Opérations effectuées par Robotran, Rouge : Opération effectuée par le servo-variateur)

Avant de démarrer la boucle, une phase d'initialisation est nécessaire. Elle va permettre à Robotran et à la carte de développement de se synchroniser dans leur communication (nécessaire pour envoyer les informations au bon moment car il n'y a aucun système de vérification sur la carte). Le deuxième but de cette initialisation est la remise à zéro de la position angulaire du moteur et la création d'une référence (grâce au mode de fonctionnement homing "Operating mode Homing"). L'encodeur étant relatif et non absolu, le servo-variateur doit donc partir d'une position de référence valide. Cela lui permet d'envoyer des informations correctes de position. Le troisième but est la configuration de son mode de fonctionnement en suivi de profil de couple "Operating mode Profile Torque" qui sera utilisé tout au long de la simulation.

La toute première étape (Figure 3.6) consiste à récupérer la position et la vitesse du volant sur la carte. Cela est réalisable grâce à l'encodeur intégré au moteur. Celui-ci va fournir une information en position au servo-variateur qui pourra en dériver une information en vitesse.

La communication est effectuée grâce au protocole CANopen. Après avoir créé un nœud distant NMT (NMT remote node), la carte de développement peut envoyer une requête PDO au servo-variateur afin de recevoir les deux informations dont elle a besoin. Lorsqu'elle récupère l'information, la carte va pouvoir la transmettre à Robotran qui est en exécution sur l'ordinateur hôte (Figure 3.6). Il faut là utiliser la communication série. Une librairie dédiée, préalablement installée sur Robotran, s'occupe de la réception et de l'intégration dans Robotran.

L'information reçue par Robotran peut être traitée, comme décrit à la section 1.3, afin d'en récupérer une valeur de couple à fournir en retour. La carte est alors en attente jusqu'à la fin du calcul par Robotran.

Le couple déterminé reprend le chemin inverse et est communiqué à la carte par communication série. Celle-ci va pouvoir transformer ce couple en une information intelligible pour le

servo-variateur.

Le mode de profil de couple du servo-variateur, comme expliqué à la section 3.3, doit recevoir une consigne qui correspond à une valeur comprise entre $\pm 300.0\%$ du couple nominal. Pour cela, la communication CANopen ainsi que le message PDO qui y est associé nécessitent quant à eux une valeur entière entre -3000 et $+3000$ qui sera ensuite convertie en hexadécimal pour être insérée dans le message avant son envoi.

Le servo-variateur est maintenant en possession de sa consigne de couple. Il va pouvoir appliquer celle-ci au moteur afin d'émuler une sensation de retour de couple à l'utilisateur tenant le volant. Cette boucle se répétera tout au long de la simulation ou jusqu'à l'arrêt forcé par l'utilisateur (voir Figure 3.7).

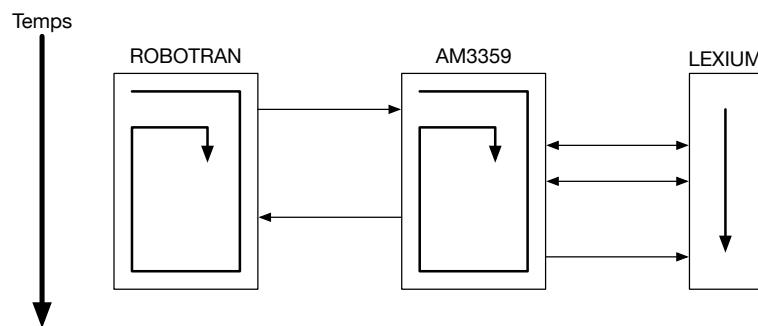


FIGURE 3.7 – Vue des communications en fonction du temps

Exemple

Dans cet exemple, un utilisateur se sert du simulateur. Il fait tourner le volant à vitesse constante continuellement dans la même direction. Les coordonnées généralisées pour un moment donné (ici, après 1 seconde) pourront être extraites de cette situation grâce au servo-variateur :

- $\theta = 15 [^\circ] = \pi/12 [\text{rad}]$
- $\dot{\theta} = \pi/12 [\text{rad/s}]$

La carte de développement en possession de ces informations va calculer une accélération angulaire (ici, nulle car la vitesse de rotation est constante) :

- $\ddot{\theta} = 0 [\text{rad/s}^2]$

Les trois informations seront transmises à Robotran qui pourra calculer le couple de retour, par exemple :

- $T_{fd} = 0.1 [\text{Nm}]$

Celui-ci va être reçu par la carte et transformé en requête CANOpen après conversion en hexadécimal :

$$+0.1 [\text{Nm}] = +1.0 [\%] = +10 [/\] = 0x000A$$

Cette requête reçue par le servo-variateur va être appliquée au moteur puis une nouvelle boucle sera initialisée.

3.5 Sécurité

Lors de la conception électromécanique (voir cahier des charges à la section 2.1), la contrainte de sécurité imposée au système électromécanique était la suivante :

- FC2.2 : *Le couple maximum devra être fixé manuellement afin de ne pas blesser l'utilisateur.*

De ce fait, aucun système de sécurité n'a été mis en place afin de limiter le couple mécaniquement (pièce(s) mécanique(s) se brisant après une certaine contrainte en cisaillement). Néanmoins, des sécurités électroniques ont bien été mises en place afin d'assurer la sécurité de l'utilisateur.

La première sécurité est une limitation de la vitesse de rotation du moteur. Celle-ci est nécessaire afin d'éviter tout emballement du moteur, elle est calculée afin d'être suffisamment élevée pour ne pas supprimer les effets dynamiques mais suffisamment faible pour ne pas blesser l'utilisateur. Elle est réglable grâce à l'interface logicielle du servo-variateur (SoMove) en modifiant le paramètre suivant :

Nom	Valeur	Valeur min.	Valeur max.	Unité	Modbus	CANopen
CTRL_v_max	500	1	2147483647	[usr_v] ou [rpm]	4384	3011 : 10 _h

Il est donc possible de régler directement la vitesse maximale en tours par minute dans la mémoire du servo-variateur.

La deuxième sécurité est une limitation du courant maximal que le servo-variateur peut fournir au moteur. Grâce à cette limitation, le couple de retour est limité à une valeur maximale admissible de façon à ne jamais blesser l'utilisateur. Il est aussi réglable grâce à l'interface logicielle du servo-variateur (SoMove) en modifiant le paramètre suivant :

Nom	Valeur	Valeur min.	Valeur max.	Unité	Modbus	CANopen
CTRL_I_max	3.00	0.0	463.00	[A _{rms}]	4376	3011 : C _h

Encore une fois, le courant maximal est réglable directement en A_{rms} et reflète donc directement le couple grâce à la constante de couple $k = 1.2$ [Nm/A].

Même si ces sécurités sont suffisantes pour éviter tout accident, un dernier niveau de protection est ajouté. Celui-ci implémente une limitation du nombre de tours que peut effectuer le volant avant de déclencher un fusible (*switch*) électronique qui coupera le courant dans le moteur. Plusieurs paramètres sont nécessaires afin d'implémenter cette sécurité, le premier est responsable de l'activation des fusibles ainsi que de leur direction (rotation positive ou négative) de fonctionnement.

Nom	Valeur	Valeur min.	Valeur max.	Unité	Modbus	CANopen
MON_SW_Limits	3	0	3	[/]	1542	3006 : 3 _h

où :

- Désactivé (0) : Aucune limitation.
- SWLIMP (1) (*Software Limit Switches Positive*) : Activation du fusible dans la direction positive.
- SWLIMN (2) (*Software Limit Switches Negative*) : Activation du fusible dans la direction négative.

- SWLIMP+SWLIMN (3) (*Software Limit Switches Positive + Negative*) : Activation du fusible dans les deux directions.

Ce premier paramètre est ici réglé de façon à activer le fusible dans les deux directions.

Les deux paramètres suivants permettent de sélectionner la position angulaire à laquelle le fusible déclenchera pour chacune des deux directions de rotation :

Nom	Valeur	Min.	Max.	Unité	Modbus	CANopen
MON_swLimN	-32768	0	-2147483648	[usr_p] ou [rev/16384]	1546	607D : 1 _h
MON_swLimP	32768	0	2147483648	[usr_p] ou [rev/16384]	1544	607D : 2 _h

La position limite est calculée ici afin d'admettre deux révolutions complètes du volant avant de déclencher le fusible. En effet, les véhicules possédant le plus grand rapport entre l'angle du volant et des roues sont les véhicules familiaux et ceux-ci n'admettent jamais plus de deux révolutions de volant. Il est donc tout à fait cohérent de régler la position maximale sur 2 tours. Cette limite est donc valide pour tout type de véhicule.

Le dernier paramètre détermine si le fusible doit déclencher exactement à la position ou juste avant celle-ci. Cela n'a aucune importance dans notre cas car il n'y a aucun souhait de précision dans le système de sécurité.

Nom	Valeur	Valeur min.	Valeur max.	Unité	Modbus	CANopen
MON_SWLimMode	1	0	1	[/]	1678	3006 : 47 _h

où :

- *Standstill Behing Position Limit* (0) : Déclenchement du fusible avant la limite de position.
- *Standstill At Position Limit* (1) : Déclenchement du fusible à la limite de position.

En conclusion, même sans protection mécanique, le système est très sûr à l'utilisation grâce à ces 3 niveaux de sécurité qui empêchent tout à-coup brusque ou tout emballement du moteur.

Chapitre 4

Performances et expérimentation du simulateur

Le simulateur étant complètement opérationnel, il est nécessaire d'effectuer des tests de validation afin de s'assurer de son bon fonctionnement et de déterminer ses performances. Ensuite, diverses expérimentations sont réalisées pour tester le simulateur dans différents cas de figure. Enfin, des propositions de pistes d'améliorations pour le simulateur sont suggérées.

4.1 Performances

Comment peut-on interpréter les performances d'un simulateur ? Dans notre cas, de par l'utilisation de Robotran, le simulateur doit tourner en temps réel de manière à proposer un retour haptique cohérent. Afin que cela soit possible, il est nécessaire que les communications soient des plus rapides et que chacune des fonctions de la librairie soient implémentées de façon optimale.

Des premiers tests à partir d'un modèle simple comprenant peu d'articulations (pendule) montrent qu'il est possible de rafraîchir les données dans Robotran à une fréquence variant autour des 20 [Hz]. Cette fréquence bien que faible permet déjà d'appréhender le domaine haptique. Néanmoins, celle-ci n'est pas suffisamment élevée pour assurer la souplesse nécessaire à l'utilisation optimale d'un retour haptique.

La communication série étant l'étape ralentissant la boucle, une refonte de la librairie de communication est nécessaire. En effet, la librairie proposée par *Texas Instruments* n'est pas adéquate pour une utilisation à haute fréquence.

La première étape de cette refonte est la modification du type de données transmises. Les fonctions de haut niveau de la librairie ne permettent que la communication à partir de tableaux de type *char* (1 caractère est encodé sur 8 bits). Ce formatage n'est pas performant car cela revient à envoyer un nombre de bits par communication bien plus élevé que sous d'autres formats plus simples. Par exemple, un entier (*integer*) de 32 bits permet de représenter une valeur comprise entre -2147483648 et 2147483647 alors qu'un tableau de 4 caractères ($4 \times 8 \text{ bits} = 32 \text{ bits}$) peut seulement représenter une valeur comprise entre -999 et 9999 . Dans les faits, ce changement de formatage permettrait d'obtenir un facteur d'amélioration de la fréquence compris entre 2 et 3.

Le changement de formatage peut se faire au travers des *doubles* qui permettent la représentation de nombres à virgule flottante (*double-precision floating-point format*) sur 64 bits. En effet, dans notre cas, nous utilisons des valeurs décimales (qu'il n'est pas possible de stocker dans le format vu précédemment), il est donc plus logique d'utiliser des *doubles*. La précision de notre système ne nécessitant pas de l'information dépassant le millième et comme nous souhaitons augmenter les performances, le formatage par entier est tout de même préféré. Afin de ne pas perdre d'informations lors de l'utilisation des entiers, les valeurs décimales seront multipliées par

un facteur 1000 lors de la communication et seront divisées par ce même facteur lors de leur réception. Les valeurs décimales qui suivent le millième seront perdues mais cette perte n'a pas d'impact réel pour le simulateur.

La deuxième étape de cette refonte est l'utilisation d'une longueur de message fixe et dépendante du sens de la communication. En effet, il est évident que pour améliorer la vitesse de communication entre deux périphériques, ceux-ci doivent connaître la longueur du message qu'ils doivent recevoir. Cela évite des temps d'attente inutiles à chaque répétition de la boucle. Ceci est bien évidemment impossible à réaliser à partir des fonctions de haut niveau déjà disponibles.

C'est pour ces deux raisons que nous avons décidé d'implémenter de nouvelles fonctions permettant d'utiliser efficacement le protocole de communication série à partir de la seule manipulation d'entier. Une fonction permettra d'envoyer un entier directement sur le bus de communication et une autre de le recevoir. Aucune autre fonction ne sera nécessaire dans notre implémentation.

Par conséquent, un total de seulement 4 entiers ($4 \times 32 = 128$ bits de données) est transporté par boucle du simulateur (1 pour le couple et 3 pour la position, la vitesse et l'accélération). Ces modifications ont permis le gain d'un facteur 3 au niveau des performances ainsi qu'une meilleure stabilité du système. Le simulateur rafraîchit finalement les données à une fréquence qui varie aux alentours de 60 [Hz] et ce, pour des petits systèmes comme un pendule ou un kart avec peu d'articulations.

4.1.1 Post-traitement des données

Le post-traitement des données correspond à tout le travail effectué sur les données entre chaque communication entre le micro-contrôleur et Robotran.

Le premier traitement est effectué sur le couple. Celui-ci n'est transmis au volant qu'à une fréquence de 60 [Hz], cela peut entraîner une instabilité sous forme d'oscillations à fréquence constante. Afin de diminuer le plus possible cette instabilité, il est possible de lisser le couple en fonction des valeurs précédentes. Deux méthodes sont donc investiguées :

La première méthode consiste à effectuer une régression linéaire sur les valeurs du couple à chaque pas de temps entre les communications. Grâce aux paramètres de cette droite, il sera possible de calculer la valeur du couple au moment de la prochaine communication.

La deuxième méthode consiste à garder en mémoire les dernières valeurs de couple transmises (par exemple, les 5 dernières dans un tableau *FIFO*¹) afin d'appliquer une moyenne mobile (glissante) à pondération exponentielle sur celles-ci.

Le deuxième traitement est effectué afin de déterminer la position du volant à chaque pas de temps de Robotran. Grâce à la communication, la position et la vitesse réelles sont rafraîchies à une fréquence de 60 [Hz] ($\Delta t \simeq 16.5$ [ms]) or Robotran résout les équations multicorps avec un pas de temps généralement bien inférieur (ici, $\Delta t = 0.5$ [ms]). Il y aura donc aux alentours de 32 pas de temps qui ne recevront pas d'informations directement du volant. Afin de satisfaire Robotran et pour avoir la simulation la plus stable possible, il va être nécessaire de procéder à une extrapolation de la position. Cette extrapolation est déterminée par l'équation suivante :

$$\theta_t = \theta_{t_0} + \dot{\theta}_{t_0} \times (t - t_0)$$

où :

- t_0 est le temps de simulation lors de la dernière communication.
- t est le temps courant de simulation (équivalent à t_{sim} dans Robotran).

1. FIFO : *First In First Out*, ou en français : premier entré, premier sorti

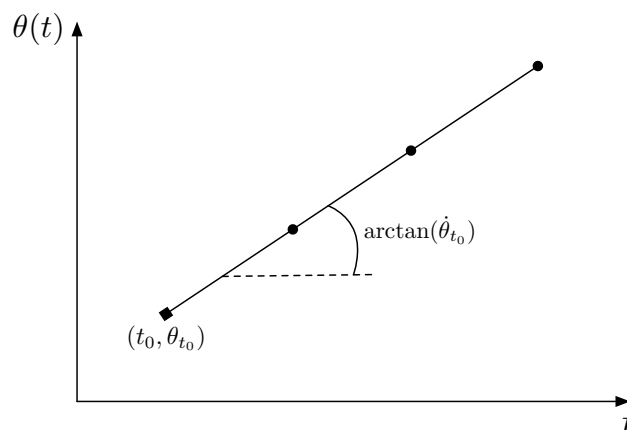


FIGURE 4.1 – Graphe explicatif de l'extrapolation

En se basant sur l'intégration de la dernière vitesse connue, il est donc possible de déterminer des positions probables pour les 32 pas de temps extrapolés (voir Figure 4.1).

4.2 Expérimentation

L'expérience présentée est réalisée à l'aide du simulateur et d'un modèle Robotran de kart développé pour le simulateur. Le but étant de parcourir un circuit tout en restant le plus possible au milieu de la piste. L'expérience a été effectuée avec et sans retour haptique afin de prouver son efficacité et donc l'intérêt fondé pour celui-ci.

4.2.1 Modélisation du kart

Le kart modélisé est inspiré d'un modèle de kart basique sans suspension. Il est modélisé de façon simple car il n'y a aucun intérêt pour le simulateur à modéliser tous les corps annexes ne jouant aucun rôle dans la direction. Il n'est donc composé que des 8 corps suivants :

- Le châssis (*Frame*).
- La colonne de direction (*Steering Column*).
- Les deux porteurs de roue (*Spindle*).
- 4 roues identiques (*Wheels*).

Dénomination	Masse [kg]	Centre de masse (x,y,z)	Matrice d'inertie [kg · m ²]
<i>Frame</i>	120	(-0.15, 0, 0)	$I_{xx} = 20, I_{yy} = 50, I_{zz} = 50$
<i>Steering Column</i>	5	(0, 0, 0.35)	$I_{xx} = 0.5, I_{yy} = 0.5, I_{zz} = 0.018$
<i>Spindle</i> _*	0.15	(0, 0, 0)	$I_{xx} = 0, I_{yy} = 0, I_{zz} = 0$
<i>Wheel</i> _*	2	(0, 0, 0)	$I_{xx} = 0.013, I_{yy} = 0.018, I_{zz} = 0.013$

TABLE 4.1 – Caractéristiques des différents corps dans le modèle de kart

Le modèle Robotran, ci-dessous, montre la structure du kart. On peut y voir les différents corps ainsi que les articulations qui les relient. L'articulation d'intérêt dans le cas du simulateur

est la numéro 20. En effet, c'est cette rotation autour de l'axe Z (R3) qui correspond à la position angulaire du volant (ici, simplifiée directement par la position angulaire de la colonne de direction).

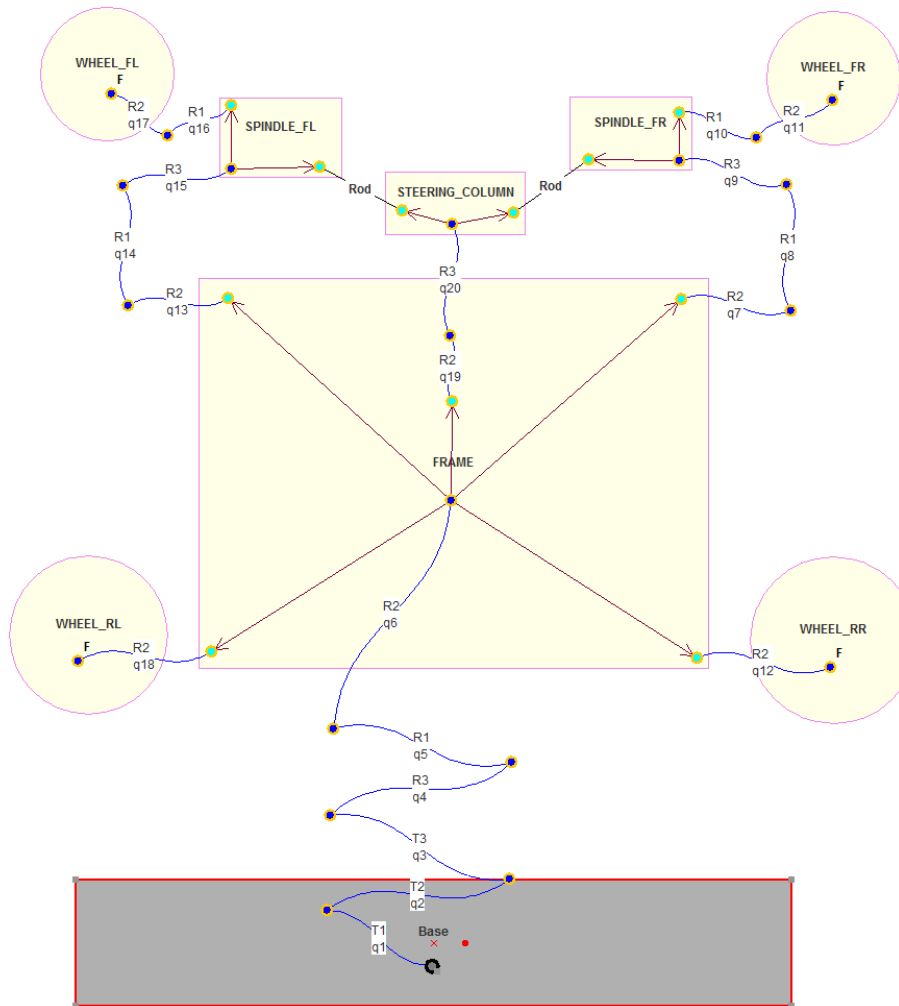


FIGURE 4.2 – Modèle de kart sous Robotran

4.2.1.1 Forces externes

L'implémentation des forces externes est nécessaire pour chacune des roues (contact pneu/sol). En effet, celles-ci permettront au kart de rester sur la route ainsi que de tourner lors de mouvement du volant. Pour ce faire, le modèle de Bakker a été utilisé. Il fournit les forces latérales, longitudinales et le moment d'auto-alignement sur base de la force normale, du carrossage, de l'angle de dérive et du glissement pour chacun des pneus du kart. Néanmoins, le modèle étant à la base prévu pour être couplé avec une berline d'environ 1500 [kg], une mise à l'échelle est nécessaire pour fournir des valeurs cohérentes pour le kart de 133 [kg].

Afin d'affiner le modèle de contact pneu/sol, un retard dans la réaction des pneus est aussi implémenté. En effet, le modèle de Bakker (voir section 1.1.3.4) est limité à des situations stationnaires mais le kart nécessite une conduite bien plus dynamique qui s'éloigne du caractère stationnaire d'un véhicule routier classique. Il est nécessaire d'avoir un retard lors du changement de consigne : si l'angle du volant varie, le pneu a besoin d'un temps d'établissement avant de développer complètement les forces issues du contact pneu/sol [31].

L'équation différentielle suivante va permettre d'ajouter ce phénomène de relaxation au modèle

stationnaire de Bakker :

$$\frac{d\beta(t)}{dt} = \frac{V}{\sigma} \cdot [\beta^* - \beta(t)]$$

où :

- $\beta(t)$: la grandeur d'intérêt (F_{long} , F_{lat} ou M_z).
- V : la vitesse du kart [m/s].
- σ : la longueur de relaxation du pneu [m].
- β^* : la valeur cible de la grandeur d'intérêt.

Le principe de fonctionnement est le suivant : le modèle de Bakker va fournir la valeur cible de l'équation différentielle. Celle-ci va pouvoir être résolue et fournir la valeur effective de la grandeur d'intérêt. L'influence de la vitesse et de la longueur de relaxation du pneu se retrouve dans le temps de relaxation $\tau = \frac{\sigma}{V}$ de la solution analytique.

4.2.1.2 Forces articulaires

Un couple visqueux est implémenté sur l'articulation rotoïde de la colonne de direction. Celui-ci va servir de couple de frottement afin d'absorber les vibrations dans l'articulation. Il est typiquement exprimé sous la forme suivante :

$$C = -c \times v$$

où :

- C est le couple de frottement visqueux en [N · rad].
- c est le coefficient d'amortissement en [N · s].
- v est la vitesse angulaire de l'articulation en [rad/s].

Le seul paramètre de cette équation est le coefficient d'amortissement. Il doit être réglé de façon à ne pas masquer tous les effets dynamiques ressentis au volant tout en absorbant la majorité des vibrations à haute fréquence qui parcourent la chaîne de direction.

4.2.2 Circuit de test

Un circuit de test a été conçu afin de tester les aspects dynamiques du simulateur dans les cas de figure classiques du pilotage (voir Figure 4.3). On y retrouve donc : des lignes droites, de grands virages lents, de petits virages rapides et un virage en épingle.

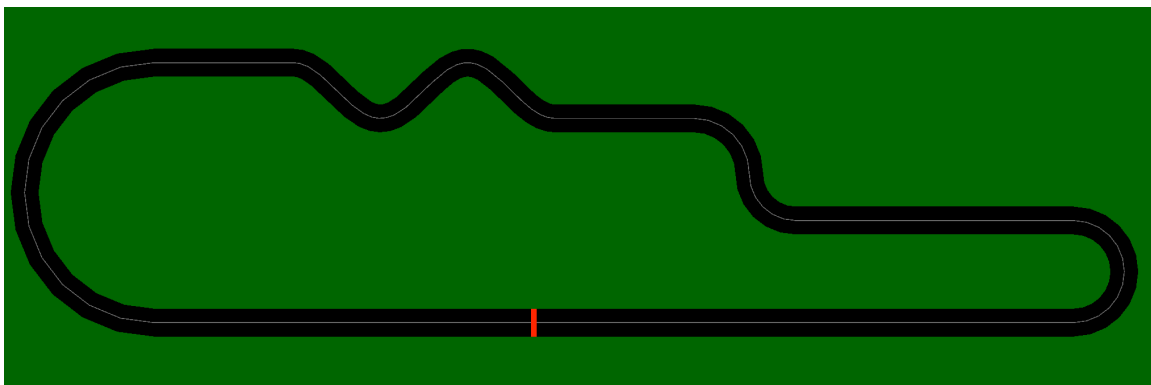


FIGURE 4.3 – Représentation du circuit de test

L'utilisateur débute la simulation au milieu de la longue ligne droite dans le but de le familiariser avec le simulateur. Il doit, après cela, réussir à faire un tour de piste tout en restant le plus proche de la ligne centrale. Le but ici n'est pas de suivre des trajectoires idéales mais bien d'obtenir des résultats sur la technologie haptique.

4.2.3 Résultats de l'expérimentation

Après avoir effectué diverses simulations sur le circuit de test, les résultats sont compilés dans le but d'être étudiés. Cette sous-section présente un résumé de cette étude.

La Figure 4.4 présente une comparaison des résultats de trajectoire entre le circuit de test et le simulateur mais en désactivant le retour haptique.

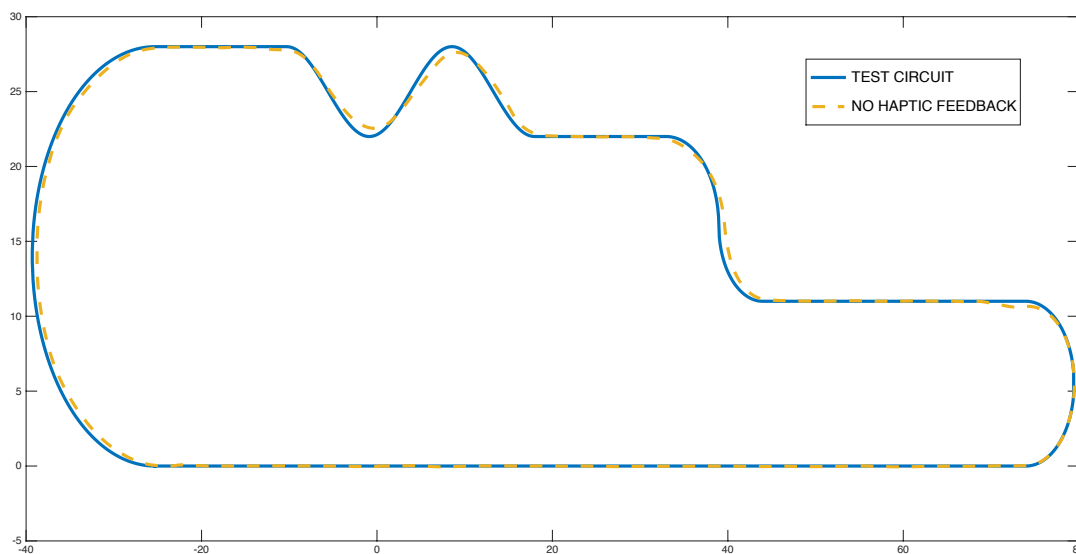


FIGURE 4.4 – Comparaison des résultats de trajectoire sans retour haptique

La Figure 4.5 montre la même comparaison des résultats de trajectoire mais cette fois-ci en activant le retour haptique.

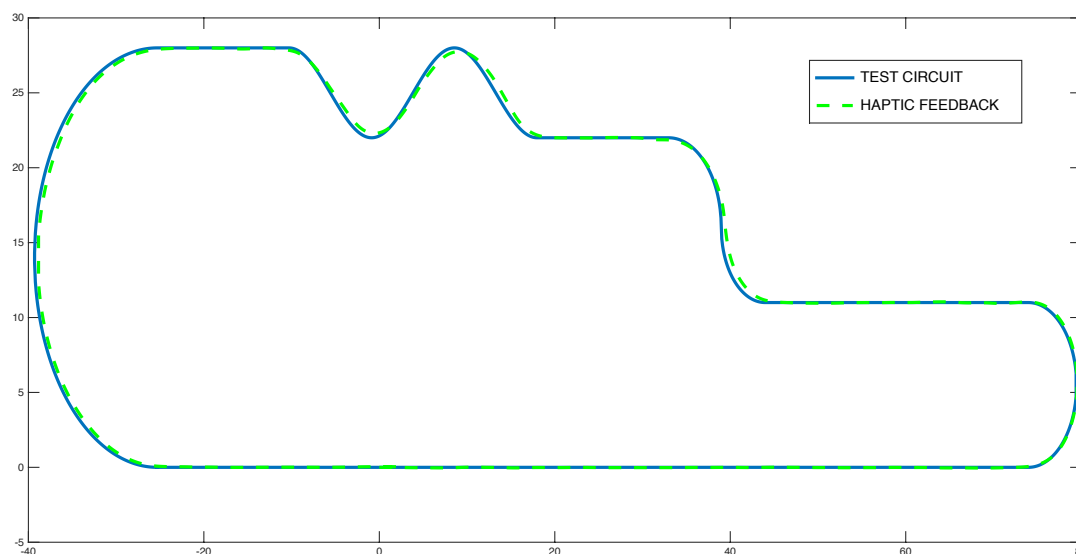
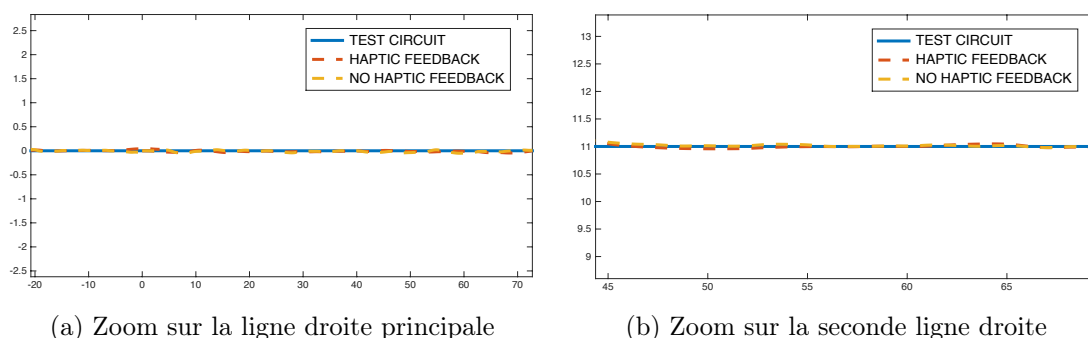


FIGURE 4.5 – Comparaison des résultats de trajectoire avec retour haptique

On remarque directement qu’au niveau des lignes droites, les deux simulations montrent des résultats très similaires. Le retour haptique n’est donc pas nécessaire afin de maintenir une trajectoire parfaitement rectiligne (voir Figures 4.6a et 4.6b).

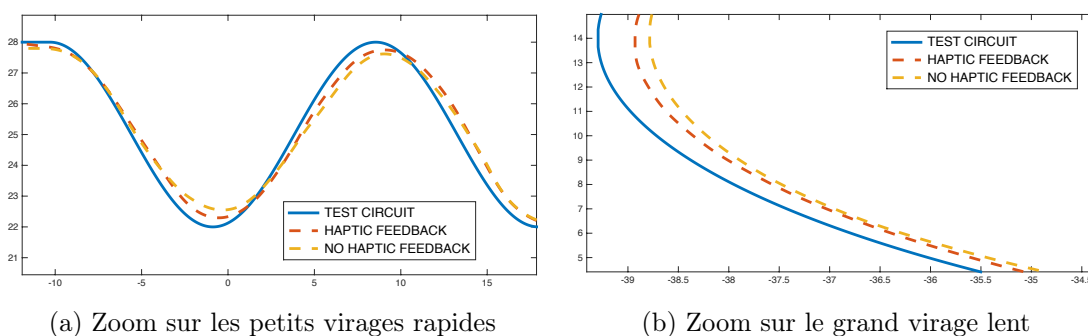


(a) Zoom sur la ligne droite principale

(b) Zoom sur la seconde ligne droite

FIGURE 4.6 – Comparaison des résultats de trajectoire avec et sans retour haptique

Par contre, l’utilité du retour haptique se révèle lors des virages. On peut voir sur les Figures 4.7a et 4.7b que les résultats avec retour haptique sont généralement plus proches de la trajectoire de consigne que sans retour haptique. La vitesse du kart n’étant pas excessive l’écart n’est pas prononcé mais bien présent.



(a) Zoom sur les petits virages rapides

(b) Zoom sur le grand virage lent

FIGURE 4.7 – Comparaison des résultats de trajectoire avec et sans retour haptique

En résumé, une nette amélioration des performances de conduite en courbe se fait ressentir lors de l’utilisation du retour haptique. Ces simulations ont néanmoins été effectuées sans variation de la vitesse entre lignes droites et virages car cela n’est pas possible avec le simulateur actuel. Il est donc plus difficile de se représenter les effets dynamiques liés aux accélérations et décélérations dues à un pilotage plus expérimenté en courbe.

Grâce à ces résultats, il est donc possible de valider complètement la réalisation du simulateur. Il effectue bien les fonctions pour lesquelles il a été conçu et permet d’affirmer l’intérêt pour le retour haptique dans les technologies émergentes. Ces résultats permettent aussi de valider les performances actuelles du simulateur et de prouver que celles-ci sont suffisantes pour assurer un retour haptique correct.

4.3 Pistes d’amélioration

Bien que le simulateur soit parfaitement fonctionnel, les performances ne sont pas aussi élevées qu’escomptées avant la conception. Cette section va rassembler les différentes solutions qui permettraient l’amélioration du simulateur sur le long terme. Certaines idées requièrent des modifications plus complexes que d’autres mais qui néanmoins restent valables pour l’amélioration du simulateur.

Intégration dans Robotran

Dan son état actuel de développement, le simulateur ne permet pas de calculer l'accélération angulaire du volant à partir des données récupérées par le micro-contrôleur. Cela ne détériore pas les performances du système, néanmoins son implémentation future pourrait améliorer la stabilité du simulateur. En outre, afin d'améliorer les sensations de conduite, un système de régulation de la vitesse du véhicule (pédales de frein et d'accélérateur) pourrait également venir compléter le simulateur.

Architecture de la boucle de contrôle

La boucle de contrôle, comme actuellement implémentée, n'est pas développée avec l'architecture la plus performante. En effet, celle-ci implique l'attente de l'information que ce soit du côté de Robotran ou du micro-contrôleur. Même si l'information est disponible très rapidement, cela ne permet pas de fonctionner à vitesse optimale. Notre implémentation peut être vue comme séquentielle, la boucle ne pourra pas tourner plus vite que les limites de vitesse imposées par l'attente de la réception des données. De plus, cela ne permet pas d'effectuer des opérations pendant les temps morts car Robotran et le micro-contrôleur sont occupés par l'attente de l'information.

Afin de remédier à ce problème, l'idée serait de créer une zone de mémoire tampon (un *buffer*) accessible par les deux périphériques. Une boucle indépendante à vitesse maximale sur le micro-contrôleur servirait à rafraîchir les données cinématiques le plus souvent possible. Comme cela, lorsque Robotran nécessite ces informations, il peut directement les piocher en mémoire sans se soucier de leur validité. Cela permettrait un gain de temps énorme par rapport à l'architecture actuelle. Pour cela, il faudrait également implémenter le *multi-threading* dans l'architecture de Robotran.

Le même dédoublement est possible entre le micro-contrôleur et le servo-variateur. Une deuxième boucle indépendante sur le micro-contrôleur peut fournir les informations de couple au servo-variateur et ce, à fréquence maximale. L'information serait aussi stockée dans un *buffer* entre les deux boucles afin d'être accessible facilement et à n'importe quel moment (voir Figure 4.8).

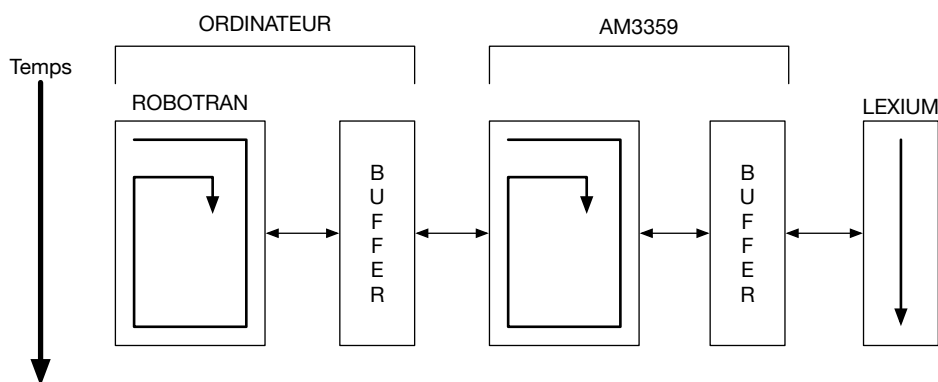


FIGURE 4.8 – Schéma de la nouvelle architecture de contrôle

Autres pistes d'améliorations

D'autres pistes d'améliorations, dont les effets sont plus hypothétiques, existent et sont présentées brièvement.

Un **système d'exploitation en temps réel** est un système d'exploitation multitâche utilisé dans la conception d'application en temps réel. Ces applications sont souvent utilisées pour des

systèmes embarqués, les systèmes de contrôle industriel et le matériel de recherche scientifique. Il fournit des outils qui, utilisés correctement, permettent de garantir les délais souhaités [32].

L'utilisation de celui-ci permettrait de mieux gérer les différentes tâches dont chacun des périphériques a la charge, en passant de l'une à l'autre afin de s'assurer que le processeur ne soit jamais inoccupé.

L'utilisation de l'**API Windows**, pour réceptionner les informations transmises à Robotran, ne permet pas d'avoir le contrôle en profondeur de l'exécution de la réception. Celui-ci pourrait, par exemple, ne pas donner la priorité nécessaire et donc créer un retard dans la boucle de transmission. Cela pourrait être évité en utilisant un autre système d'exploitation, par exemple : Linux ou d'autres systèmes d'exploitation préférablement en temps réel.

Une dernière piste d'amélioration consisterait en un **changement de moyen de communication** entre le micro-contrôleur et Robotran. La communication série a l'avantage d'être simple d'utilisation et facilement implémentable tout en possédant une vitesse de transmission suffisamment rapide mais elle ne permet pas d'atteindre de très hautes performances surtout dans une boucle. Il faudrait se tourner vers des protocoles de type Ethernet (EtherCAT, ...) orientés pour le temps réel et pouvant atteindre des vitesses allant jusqu'à 100 Mbps. Néanmoins, ce type de protocole est bien plus difficile à mettre en place et requiert une synchronisation des périphériques.

Conclusion

Après une année riche en rebondissements tant techniques qu'humains, l'objectif principal de ce mémoire a été atteint : un simulateur de conduite à retour haptique a été conçu et réalisé.

Cet outil pédagogique permet de réaliser des simulations en temps réel avec Robotran impliquant une interface physique entre l'utilisateur et la simulation. De part la modularité de sa conception, diverses expérimentations peuvent être réalisées afin d'étudier en profondeur cette sensation de retour haptique. Le simulateur démontre donc bien l'intérêt fondé pour le retour haptique dans les domaines comme la recherche ou l'industrie.

Tout au long de ce travail, nous avons porté une grande attention à la sécurité des utilisateurs ainsi qu'à la finition du simulateur. Un soin particulier a aussi été porté à la librairie accompagnant Robotran afin d'assurer une prise en main simple et rapide. Notre contribution se termine ici, le dispositif est fonctionnel et permet d'effectuer une grande variété d'expérimentations.

Il reste cependant du travail pour de futurs développements afin d'exploiter tout le potentiel de l'outil et peut-être y implémenter différents nouveaux organes jusqu'à l'aboutissement d'un simulateur de conduite complet.

Bibliographie

- [1] Wikipédia. *Haptique*. <https://fr.wikipedia.org/wiki/Haptique>, Mai 2016.
- [2] Wikipédia. *Illusion de Müller-Lyer*. https://fr.wikipedia.org/wiki/Illusion_de_M%C3%BCller-Lyer, Mai 2016.
- [3] Wikipédia. *Ebbinghaus illusion*. https://en.wikipedia.org/wiki/Ebbinghaus_illusion, Mai 2016.
- [4] Salim Maakaroun. *Modélisation et simulation dynamique d'un véhicule urbain innovant en utilisant le formalisme de la robotique*.
- [5] Nicola De Lellis and Quentin Materne. *Dynamique Des Vehicules : Etat de l'art sur les simulateurs de conduite*.
- [6] Pr. Paul Fiset. *MECA2215 : Dynamique des véhicules*.
- [7] Xin Guan, Chunguang Duan, Lingling Zheng, Jun Zhan*, Lei tian, and Han bao. *A high fidelity driving feeling real-time dynamic steering system model*.
- [8] SimXperience. *AccuForce Steering*. <http://simxperience.com>, Mai 2016.
- [9] S. Samiee, A. Nahvi, S. Azadi, R. Kazemi, A.R. Hatamian Haghighi, and M.R. Ashouri. *The effect of torque feedback exerted to driver's hands on vehicle handling – a hardware-in-the-loop approach*.
- [10] Frex. *Simwheel*. <http://www.frex.com/gp/simwheel/>, Mai 2016.
- [11] K. Morihara, T. Shiiba, and M. Tsushima. *Steering HILS system with multibody kinematics model considering suspension compliance steer*.
- [12] M. Segawa and M. Higashi. *Preliminary Study on Quantitative Analysis of Steering System Using Hardware-in-the-Loop Simulator*.
- [13] Robotran. *Modeling Multibody Systems with ROBOTRAN*. http://www.robotran.be/images/files/Robotran_basics.pdf, Mars 2016.
- [14] Kollmorgen. *Catalogues des produits*. <http://www.kollmorgen.com>, Novembre 2015.
- [15] Alxion. *Catalogues des produits*. <http://www.alxion.com>, Novembre 2015.
- [16] Etel Motion Technology. *Catalogues des produits*. <http://etel.ch>, Novembre 2015.
- [17] Roland Pastorino*, Michiel Desloovere, Fredriek Vanneste, Pascal Degezelle, and Wim Desmet. *Development, Implementation and Validation of a Hard Real-Time Multibody Simulation for High-Fidelity Steering Wheel Force Feedback*.
- [18] Nanotec. *Catalogues des produits*. <http://www.nanotec.com>, Novembre 2015.
- [19] Maxon Motor. *Catalogues des produits*. <http://www.maxonmotor.com>, Novembre 2015.
- [20] Faulhaber. *Catalogues des produits*. <http://www.faulhaber.com>, Novembre 2015.
- [21] Harmonic Drive AG. *Catalogues des produits*. <http://harmonicdrive.de>, Novembre 2015.
- [22] Jonathon W. Sensinger and James H. Lipsey. *Cycloid vs. Harmonic Drives for use in High Ratio, Single Stage Robotic Transmissions*.
- [23] Tecnotion. *Catalogues des produits*. <http://www.tecnotion.com>, Novembre 2015.

- [24] Schneider Electric. *Product datasheet Characteristics BMH1401P12A2A servo motor BMH - 10.3 Nm - 4000 rpm - keyed shaft - without brake - IP54*.
- [25] Texas Instruments. *TMD5ICE3359*. <http://www.ti.com/tool/tmd5ice3359>, Août 2016.
- [26] Schneider Electric. *LXM32A AC Servo-Drive, Product Manual*, Avril 2014.
- [27] Wikipédia. *CANopen*. <https://fr.wikipedia.org/wiki/CANopen>, Mai 2016.
- [28] Schneider Electric. *LXM32A CANopen, Fieldbus Manual*, Octobre 2012.
- [29] Future Technology Devices International. *www.ftdichip.com/Drivers/VCP.htm*. www.ftdichip.com/Drivers/VCP.htm, Mai 2016.
- [30] Wikipédia. *UART*. <https://fr.wikipedia.org/wiki/UART>, Mai 2016.
- [31] Martin Gier and Julian Rox. *Etude dynamique d'un véhicule automobile à échelle via la simulation en temps réel et l'animation virtuelle*, 2015.
- [32] Wikipédia. *Système d'exploitation temps réel*. https://fr.wikipedia.org/wiki/Syst%C3%A8me_d%27exploitation_temps_r%C3%A9el, Août 2016.

Annexes

Annexe A

Validation du couple fourni par le moteur

Afin de s'assurer que le couple fourni par le moteur est bien le même que celui demandé par la consigne, une expérience a été menée afin de mesurer celui-ci pour différentes valeurs de courant. Un tableau récapitulatif des mesures et de l'erreur relative est présenté ci-dessous :

Consigne [A]	Couple attendu [Nm]	Couple effectif [Nm]	Erreur relative [%]
4.2	5	5.4	8
8	9.6	10.1	5
10	12	12.3	2.5
15	18	17.5	2.8
17	20.4	19.6	3.9

TABLE A.1 – Tableau récapitulatif des mesures

Annexe B

Étapes d'assemblage du simulateur

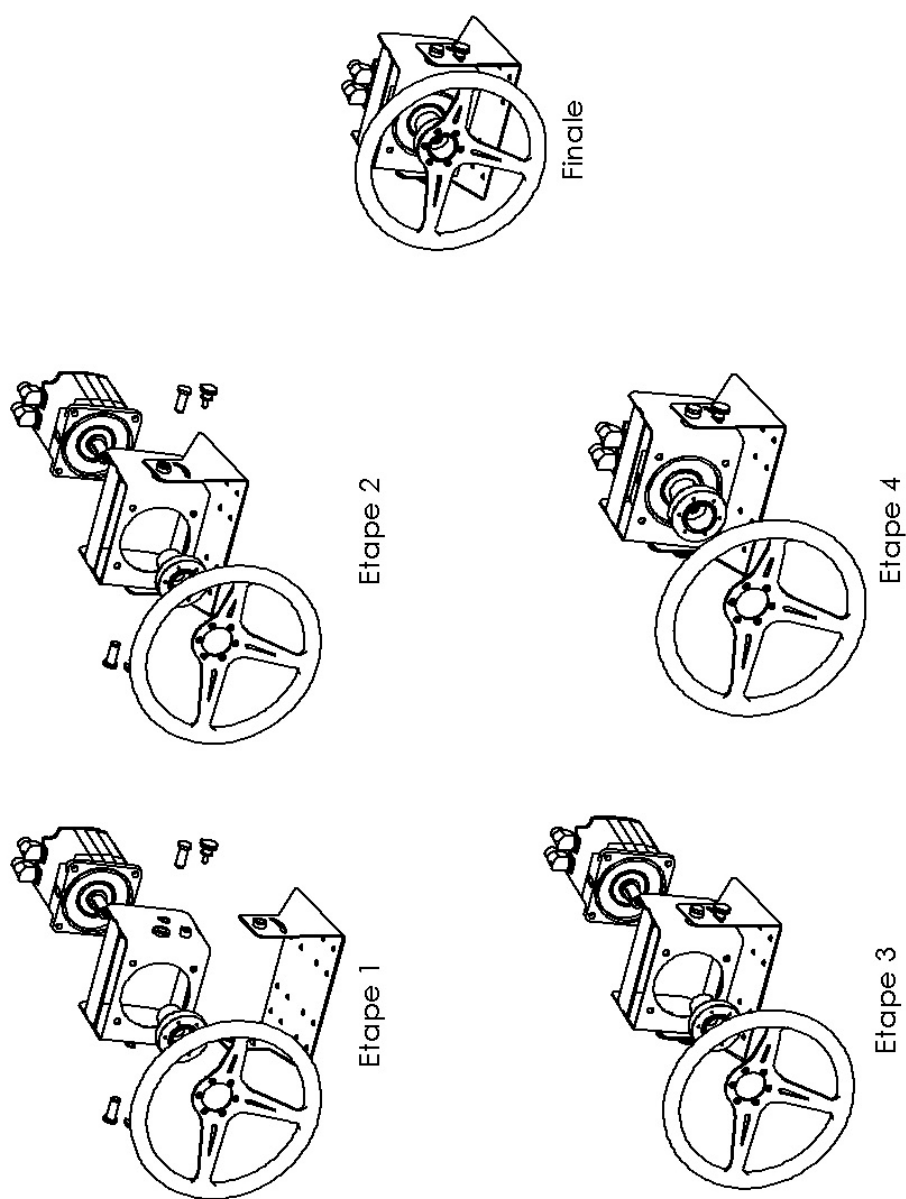


FIGURE B.1 – Étapes d'assemblage du simulateur

Annexe C

Résultats des recherches de solution

Une fois les différentes configurations d'actionnement identifiées, une série de démarches ont été effectuées afin de récolter un maximum d'informations pour faire le meilleur choix possible. Ces démarches ont pris des formes diverses comme :

- Prise de rendez-vous téléphonique.
- Visite de représentants au sein des locaux de l'UCL.
- Renseignement sur internet.
- Lecture de publications de tiers.

Les informations techniques présentées dans le tableau de cette annexe sont donc le résultat d'un travail complet et en profondeur pour chaque modèle d'actionneur.

A Liste des moteurs pour la solution Direct Drive

	Couple [Nm]	Masse [kg]	Longueur L [m]	Dyn. [rad/s ²]	Tension [V]	Courant [A]	$Backlash$ [deg]	Contrôleur	Alimentation	Codeur(s)	Prix TVAC	Délai de livraison
Kollmorgen AKM54K	14.4	9	0.22	488	240 AC	16.7	0	AKD-PM1206-NBCC-00	-	Absolu Multitours Endat	3378€	5 – 6 sem.
Eitel TMB0146-070-3UBS	15.3	8.4	0.11	477	400	13.7	0	AccureET400 10-20 [A _{rms}]	AccureET Power Supply 400		6179.2€	~ 10 sem.
Eitel TMB0146-070-3RBS	15.1	8.4	0.11	477	400	7	0	AccureET400 5-10 [A _{rms}]	AccureET Power Supply 400		5809.2€	~ 10 sem.
Alision 146-ST-2H	14.6	10	0.19	475	400	4.4	0	DS2020 4/8	-	Endat multitours EQN1325	6120€	~ 8 sem.
Alision 146-ST-4H	26.4	14.1	0.25	467.5	400	3.5	0	DS2020 4/8	-	Endat multitours EQN1325	7140€	~ 8 sem.
Lexium BHM401P	10.3	8	0.15	650	240 AC	10	0	Lexium 32 MD20M2	-	Single Turn Abs.	1656 €	max. 3 sem.

B Liste des moteurs et réducteur pour la solution Planetary Gearbox

	Couple [Nm]	Masse [kg]	Longueur L [m]	Dyn. [rad/s ²]	Tension [V]	Courant [A]	Ratio	Étages	Rendement	$Backlash$ [deg]	Contrôleur	Alimentation	Codeur(s)	Prix TVAC	Délai de livraison
Nanotec DB87L01-S + GPLE90-15-S-F87	16.3	6.1	0.214	337	48 DC	30	8:1	1	< 97%	< 0.116	RoboteQ HBL1660	Alim DC		922.7 €	1 – 2 sem.
Maxon BE65 353301 + GP 81 A	15.7	5.1	0.245	184	70 DC	6.8	25:1	2	< 75%	< 0.55	RoboteQ HDQ2472S	Alim DC		1853.28 €	2 – 3 sem.
Maxon EG60 167131 + GP 81 A	16.1	5.4	0.291	228	48 DC	9.5	25:1	2	< 75%	< 0.55	RoboteQ HBL1660	Alim DC		1680.37 €	2 – 3 sem.
Faulhaber 4490H048BS K1155 + 38A	16.5	1.07	0.165	146	48 DC	3.7	100:1	3	< 90%	< 0.6	MCDC 3006 S RS	Alim DC		1329.2 €	2 sem.
Faulhaber 3890H048CR + 38A	20.2	0.88	0.165	192	48 DC	3.3	100:1	3	< 90%	< 0.6	MCDC 3006 S RS	Alim DC		1238.5 €	2 sem.

C Liste des moteurs pour la solution Harmonic Drive

	Couple [Nm]	R_{deflt} [m]	Masse [kg]	Longueur L [m]	Dyn. [rad/s ²]	Ratio	$Backlash$ [deg]	Contrôleur	Codeur(s)	Prix TVAC	Délai de livraison
Harmonic Drive CHA-250-30-AP-SFE-EC	38	0.027 HS	4.8	0.1325		30	0	YukonDrive-1032-DAC	Single-Turn Abs.	6101 €	~ 12 sem.
Harmonic Drive CHA-25A-30-H-HE12P-R	38	0.027 HS	4.9	0.1325		30	0	YukonDrive-1032-DAG	Multi-Turn Abs.	6012 €	~ 11 sem.

D Liste des moteurs pour la solution Linear Motor

	Force [N]	Pouille F_{max} [m]	Masse [kg]	Longueur L [m]	Dyn. [rad/s ²]	Tension [V]	Courant [A]	$Backlash$ [deg]	Contrôleur	Codeur(s)	Prix TVAC [€]	Délai de livraison
Tecnotion TB12	760	0.023 0.0375	10.9 12.9	0.575 0.767	446	400AC/600DC	7.1 4.3		LXM32 MD30M2	Hall Sensor	~2500 € ~2700 €	max. 5 sem.
Tecnotion TB15	950	0.0195 0.034	11.9 13.9	0.571 0.765	452	400AC/600DC	6.8 3.9		LXM32 MD30M2	Hall Sensor	~3000 € ~3150 €	max. 5 sem.
Eitel LMS15-070	485	0.0365	10.5	0.768	457	300/600 DC	5.2					
Eitel LMS15-100	664	0.0365	15.8	0.768	446	300/600 DC	3.7					
Eitel LMG15-100	494	0.0365	14.3	0.768	455	300/600 DC	9.3					
Kollmorgen IGH11-075	455	0.041	12.9	0.768	432	240 AC	4.8		AKD BRUSHLESS SERVO DRIVE	Hall Sensor	3354 €	6 – 8 sem.
Kollmorgen IGH11-100	612	0.042	16.5	0.768	412	240 AC	3.5		AKD BRUSHLESS SERVO DRIVE	Hall Sensor	3807 €	6 – 8 sem.
Kollmorgen IGH22-050	584	0.028	12.8	0.768	473	240 AC	5.3		AKD BRUSHLESS SERVO DRIVE	Hall Sensor	3590 €	6 – 8 sem.

E Légende

- Couple : Couple nominal maximal
- Masse : Masse du système d'accionnement
- Longueur : Longueur caractéristique de l'accionnement
- Backlash : Jeu dans la liaison mécanique
- Tension : Tension d'alimentation
- Courant : Courant maximal nécessaire
- Contrôleur : Modèle du contrôleur

