

École polytechnique de Louvain

Développement d'un simulateur de conduite à retour haptique et études dynamiques

Auteur: **François HUENS**

Promoteurs: **Nicolas DOCQUIER, Paul FISSETTE**

Lecteurs: **Philippe CHATELAIN, Sébastien TIMMERMANS**

Année académique 2020–2021

Master [120] : ingénieur civil électromécanicien

Aujourd'hui, la voiture est au coeur de nos vies ; en 2020, la Belgique compte plus d'une voiture pour deux habitants et la recherche dans ce secteur ne cesse d'être développée tant cela représente un enjeu à la fois sociétal, environnemental et économique. Prévoir et analyser le comportement de tels véhicules devient alors indispensable en matière de performance et de sécurité.

Ce mémoire présente d'une part le développement d'un simulateur de conduite en temps-réel possédant un volant à retour haptique de couple et plus précisément la manière dont ont été ajoutées les pédales d'accélération et de freinage. D'autre part, nous exposerons les résultats des analyses dynamiques effectuées sur celui-ci. L'intérêt d'un tel dispositif est qu'il utilise un modèle dynamique précis, permettant de modifier n'importe quel paramètre d'une simulation à l'autre.

Remerciements

Je tiens à remercier toutes les personnes ayant contribué de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire.

Je remercie tout d'abord le Professeur Paul Fiset pour son soutien et ses conseils qui ont nourri ma réflexion, mais également pour ses cours et la passion transmise durant ceux-ci.

Je remercie ensuite Sébastien Timmermans pour sa disponibilité et le temps qu'il m'a accordé ainsi que pour tous les conseils judicieux qui m'ont permis d'avancer dans ce projet qui n'aurait pas pu aboutir sans son aide.

Mes remerciements vont aussi à Nicolas Docquier pour sa confiance et les idées qu'il a apportées.

Je remercie Thierry Daras et Benoît Herman pour tous leurs conseils pratiques et leur efficacité.

Un grand merci également à Théo pour les explications et l'aide fournies.

Finalement, je remercie mes parents pour leur soutien sans faille.

Table des matières

Remerciements	v
Tables des figures	xi
Liste des tableaux	xii
Introduction	1
1 Développement du volant haptique	5
1.1 Architecture des composants	6
1.1.1 Module actionneur et volant	8
1.1.2 Module de transmission	9
1.1.3 Module multicorps	9
1.2 Architecture du software : ROS et temps-réel	10
1.2.1 CANopen	10
1.2.2 <i>Topics</i> et ROSbotran	10
1.3 Modèle multicorps	12
1.3.1 Modèle du train avant	12
1.3.2 Contact pneu/sol	14
2 Implémentation des pédales	17
2.1 Objectifs	18
2.2 Montage mécanique	19
2.2.1 Capteurs	19
2.2.2 Assemblage de l'ensemble pédales/capteurs	21
2.3 Montage électrique	24
2.3.1 Convertisseur analogique-digital	25
2.3.2 Architecture finale des composants	26
2.4 Implémentation dans ROS	28
2.4.1 Modifications de la partie existante	28
2.4.2 Ajout des nouveaux composants	29

2.5	Résultats obtenus	30
2.5.1	Relations pédales/accélération	30
2.5.2	Consignes imposées	32
2.5.3	Accélération	34
2.5.4	Freinage	35
3	Analyses dynamiques	37
3.1	Modèle utilisé et définitions	37
3.1.1	Définition du caractère sur- et sous-vireur	37
3.1.2	Géométrie des suspensions	38
3.1.3	Remorque type <i>tiny-house</i>	42
3.2	Etudes paramétriques	45
3.2.1	Barre anti-roulis	45
3.2.2	Angle de chasse	51
3.2.3	Angle et déport de pivot	55
3.2.4	Mise en ciseau d'un véhicule articulé - <i>Jackknifing</i>	57
3.2.5	Oscillations du couple mesuré	64
	Conclusion	65
	Annexes	71
	A Photos des pédales	73
	B Projet de Dynamique des Véhicules	77
	C Freinage brusque avec remorque	81

Table des figures

1.1	Vue d'ensemble du simulateur	5
1.2	Illustration des 5 composants principaux du simulateur - Tiré de [12]	6
1.3	Composants du simulateur	7
1.4	Architecture physique globale	8
1.5	Rendu final du module actionneur - Tiré de [11]	8
1.6	Architecture globale de ROS - Adapté de [13]	11
1.7	Vue 3D du train avant dans MBSysPad	13
1.8	Système de direction - Tiré de [23]	14
1.9	Vue schématique des efforts résultants du contact pneu/sol	15
1.10	Correspondance entre résultats expérimentaux et formule de Bakker - Tiré de [22]	15
2.1	Intégration du pédalier au simulateur	17
2.2	Régulateur PID de la vitesse du véhicule	18
2.3	Mesure de l'angle	19
2.4	Mesure de la distance	19
2.5	Capteur de position à potentiomètre linéaire - Tiré de [27]	21
2.6	Vue de profil large de l'ensemble pédales/capteurs	21
2.7	Visualisation de la course du capteur de la pédale de frein	22
2.8	Courses mécanique et électrique du potentiomètre - Tiré de [29]	22
2.9	Pièce de fixation d'une extrémité d'un capteur - Vue 3D - Tiré de [30]	23
2.10	Pièce de fixation d'une extrémité d'un capteur - Assemblée	23
2.11	Convertisseur analogique-digital - Tiré de [32]	25
2.12	Comparaison des signaux analogique (en bleu) et numérique (en orange)	26
2.13	Architecture physique globale finale	27
2.14	Architecture globale finale de ROS	28
2.15	Illustration de l'enfoncement de la pédale : comparaison entre la pédale au repos et la pédale partiellement enfoncée	30
2.16	Relations théoriques entre l'enfoncement de la pédale et le couple appliqué à une roue	32

2.17	Consignes imposées lors des simulations en accélération	33
2.18	Consignes imposées lors des simulations en freinage	34
2.19	Accélération du véhicule pour différentes relations	34
2.20	Décélération du véhicule pour différentes relations	35
3.1	Géométrie directionnelle d'Ackermann - Tiré de [36]	38
3.2	Inclinaison de l'axe de pivot : paramètres caractéristiques	39
3.3	Influence du déport négatif en freinage	40
3.4	Chasse : paramètres caractéristiques	41
3.5	Visualisation de l'ensemble voiture-remorque	42
3.6	Décomposition du plateau de la remorque - Tiré de [37]	44
3.7	Tournant utilisé lors des simulations	45
3.8	Relation entre les forces verticales et latérales - Adapté de [22] . . .	46
3.9	Forces latérales aux points de contact des roues avant pour différentes raideurs de barre anti-roulis avant	47
3.10	Forces latérales aux points de contact des roues arrière pour différentes raideurs de barre anti-roulis arrière	47
3.11	Moyenne des forces latérales avant pour différentes raideurs de barre anti-roulis avant	48
3.12	Moyenne des forces latérales arrière pour différentes raideurs de barre anti-roulis arrière	48
3.13	Trajectoire du véhicule pour différentes configurations de barre anti-roulis	49
3.14	Position du volant pour différentes configurations de barre anti-roulis	50
3.15	Couple dans le volant pour différentes configurations de barre anti-roulis	51
3.16	Couple dans le volant (zoom)	51
3.17	Position du volant lors des différentes simulations	52
3.18	Couple dans le volant pour différents angles de chasse	53
3.19	Trajectoire de la voiture pour des angles de chasse asymétriques . .	54
3.20	Position du volant lors des différentes simulations	54
3.21	Couple dans le volant pour des angles de chasse asymétriques . . .	55
3.22	Position du volant lors d'un freinage pour différents déports	56
3.23	Couple dans le volant lors d'un freinage pour différents déports . . .	57
3.24	Illustration du <i>jackknifing</i>	57
3.25	Angle entre le châssis et la remorque pour différentes positions du centre de masse	58
3.26	Position du volant pour différentes positions du centre de masse . .	59
3.27	Couple dans le volant pour différentes positions du centre de masse	59
3.28	Somme des forces verticales sur les roues avant de la voiture pour différentes positions du centre de masse	60

3.29	Somme des forces verticales sur les roues arrière de la voiture pour différentes positions du centre de masse	61
3.30	Somme des forces latérales sur les roues avant de la voiture pour différentes positions du centre de masse	62
3.31	Somme des forces latérales sur les roues arrière de la voiture pour différentes positions du centre de masse	62
3.32	Illustrations du <i>jackknifing</i> et glissement	63
3.33	Vitesse du volant en fonction du temps lorsque sa position est fixe et sa vitesse supposée nulle	64
A.1	Vue large	73
A.2	Vue large - Accélération	74
A.3	Vue large - Freinage	74
A.4	Vue de profil plus large	74
A.5	Vue de profil	75
A.6	Vue de profil - Accélération	75
A.7	Vue large - Freinage	75
A.8	Vue de face	76
A.9	Fixation du potentiomètre	76
B.1	Vertical forces on the front contact points at 20 m/s	78
B.2	Lateral forces on the front contact points at 20 m/s	78
B.3	Trajectory with different initial bar stiffness at 20 m/s	79
B.4	Force in the rack with different initial bar stiffness at 20 m/s (zoom)	80
C.1	Angle entre le châssis et la remorque pour différentes positions du centre de masse	81
C.2	Position du volant pour différentes positions du centre de masse . .	82
C.3	Somme des forces verticales avant pour différentes positions du centre de masse	82
C.4	Somme des forces verticales arrière pour différentes positions du centre de masse	83

Liste des tableaux

1.1	Spécifications du Raspberry Pi3B+ - Adapté de [13]	6
1.2	Spécifications du PC	7
1.3	Type de connexion et protocole de communication des liaisons physiques - Tiré de [13]	7
1.4	Grandeurs caractéristiques principales de la voiture	12
1.5	Légende de la Figure 1.7	12
2.1	Comparatif des différents types de capteurs de position	20
2.2	Spécifications du Raspberry Pi4B	24
2.3	Spécifications du convertisseur analogique-digital	25
2.4	Type de connexion et protocole de communication des liaisons physiques	27
2.5	Abscisses des points utilisés pour les interpolations	33
3.1	Avantages et inconvénients d'une chasse positive	41
3.2	Différences entre les deux voitures	43
3.3	Paramètres de chasse pour les différentes simulations	52
3.4	Paramètres de déport pour les différentes simulations	55

Introduction

Contexte & Etat de l'art

L'automobile est aujourd'hui un secteur important au niveau de l'environnement et de l'économie et cela alimente un certain nombre de débats, notamment à cause des voitures électriques [1].

De plus, les véhicules dits « autonomes » commencent à se populariser, en partie grâce à *Tesla* [2], *Waymo* (anciennement *Google Car*) [3] ou encore le projet wallon *Navajo* [4] ; ils ont pour particularité de ne pas requérir l'intervention humaine en temps-réel.

Prévoir et analyser le comportement de tels véhicules devient alors indispensable en matière d'impact environnemental, de performance et de sécurité.

Pour ce faire, l'industrie automobile utilise - entre autres - ce qu'on appelle des dispositifs *Human-In-The-Loop* (HITL) simulant le comportement d'un système (ici, un véhicule routier) en temps-réel afin d'en étudier les caractéristiques. Cette démarche, complémentaire aux essais indispensables effectuées sur des voitures réelles, représente un atout non négligeable lors du développement de la voiture. Il permet en effet de réaliser des tests préliminaires à moindre coût et de modifier instantanément les paramètres du véhicule afin de les optimiser. Il est également possible d'imposer des conditions particulières telles qu'une route humide, du vent ou encore la configuration de la route.

L'intérêt de l'intégration de l'humain dans la simulation est que celui-ci peut également ressentir la dynamique du véhicule, en plus de le diriger. Ce ressenti peut se faire premièrement via un écran affichant la vue du conducteur à la première personne, et deuxièmement via des dispositifs *haptiques*. Ceux-ci peuvent être définis comme des systèmes capables d'interagir avec l'humain dans l'objectif de modifier sa perception de l'environnement via le sens du toucher. Dans notre cas, nous nous intéresserons uniquement au retour haptique du couple sur le volant de la voiture, bien que la visualisation soit présente dans la plupart des prototypes.

Nombreuses solutions existent déjà en ce qui concerne les simulateurs de conduite, tant sur le plan du divertissement [5] que sur celui de la recherche [6] [7]. Cependant, les couples imposés résultent en général de résultats expérimentaux ou d’algorithmes développés afin de se rapprocher autant que possible de la réalité.

Le but principal du simulateur utilisé dans ce mémoire est d’analyser la dynamique du véhicule et l’influence de certains paramètres sur celle-ci. De ce fait, le couple ressenti par l’utilisateur est calculé sur base d’un modèle multicorps ; c’est là que se trouve la différence principale avec les dispositifs existants. L’intérêt réside alors dans le fait que la simulation repose sur les lois de la physique et la voiture possède ses propres caractéristiques ; les paramètres réels sont alors aisément modifiables indépendamment les uns des autres.

Notons finalement qu’un simulateur parfaitement réaliste requiert des moyens techniques et financiers importants dont ne nous bénéficions pas ici. La qualité du dispositif dépendra donc de l’objectif auquel celui-ci doit répondre. [8]

Point de départ & objectifs

Comme nous voyons de le voir, le démonstrateur utilise un modèle multicorps et plus particulièrement le logiciel *Robotran* [9] développé à l’UCLouvain. Celui-ci permet de simuler n’importe quel système multicorps en temps-réel et d’interagir avec lui par le biais d’un clavier d’ordinateur par exemple. Les avantages de *Robotran* qui nous intéressent dans cette application sont d’une part la paramétrisation aisée, c’est-à-dire qu’il est très facile pour le développeur du simulateur de modifier les paramètres du modèle, et d’autre part la possibilité de fusionner plusieurs modèles multicorps.

Afin de pouvoir accéder à la configuration de notre voiture durant la simulation, nous utilisons le logiciel open-source *Robot Operating System* (ROS) [10], réputé pour sa modularité et très répandu dans le domaine de la robotique. Il présente en effet un avantage en ce qui concerne les capteurs et les actionneurs, comme nous le verrons par la suite. Un réseau ROS peut fonctionner simultanément sur plusieurs ordinateurs, chacun comportant un paquet (*package*), lui-même exécutant un ou plusieurs exécutable appelés noeuds (*nodes*).

Ce travail fait suite à trois mémoires précédents [11] [12] [13]. Nous présenterons donc dans le premier chapitre ce qui a été réalisé avant celui-ci, c’est-à-dire le fonctionnement du simulateur et la manière dont *Robotran* a été intégrée à ROS pour former *ROSbotran* [14]. Nous détaillerons également les différents dispositifs utilisés et l’architecture globale physique et informatique.

La suite concerne le travail réalisé dans le cadre de ce mémoire, à commencer par le deuxième chapitre qui est dédié à l'amélioration principale apportée au démonstrateur, à savoir l'ajout de pédales permettant de modifier la vitesse du véhicule en simulation. Avec le volant, celles-ci font office d'interface entre l'utilisateur et les capteurs transmettant l'information à la simulation.

Nous aborderons d'abord les implémentations physique et électrique dans le système pour ensuite détailler la nouvelle architecture de ROS et enfin présenter les résultats obtenus avec les pédales.

Le troisième chapitre, quant à lui, présentera les résultats de diverses analyses dynamiques effectuées sur le démonstrateur. Elles permettront d'une part de confirmer des résultats attendus et donc de valider le dispositif et d'autre part de souligner l'importance des pédales dans les simulations à vitesse non constante.

Enfin, nous dresserons un bilan et évoquerons les pistes d'amélioration de ce simulateur.

Chapitre 1

Développement du volant haptique

Ce chapitre a pour objectif de reprendre les différentes étapes de la conception du simulateur montré à la Figure 1.1. Comme dit précédemment, il fut l'objet de 3 mémoires avant celui-ci et il est alors important de se placer dans leur continuité. Nous ne reprenons ici que les éléments principaux et non l'historique complet des changements effectués au fil des années ; si le lecteur désire plus de détails concernant le cheminement de la conception, il est invité à se référer aux travaux précédents [11] [12] [13].



FIGURE 1.1 – Vue d'ensemble du simulateur

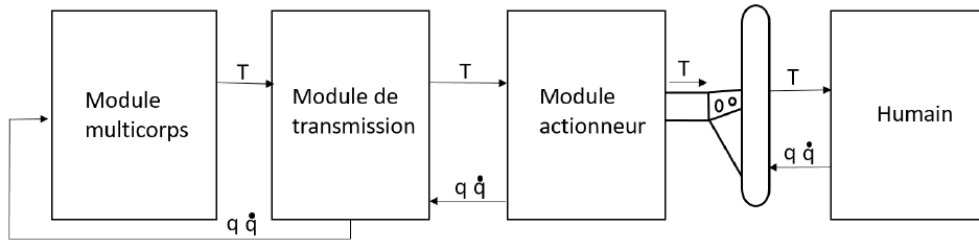


FIGURE 1.2 – Illustration des 5 composants principaux du simulateur - Tiré de [12]

La Figure 1.2 reprend les 5 modules principaux qui interagissent entre eux :

L'utilisateur humain fait varier la position q et la vitesse \dot{q} du volant. Ces données sont transmises au *module multicorps* par l'intermédiaire du *module de transmission*.

Le module multicorps calcule le couple T à imposer au volant, transmis également via le module de transmission qui traduit cette information en une consigne utilisée par le *module actionneur*.

Le tout forme alors une boucle fermée dans laquelle le volant représente l'interface haptique entre l'humain et la dynamique simulée.

Nous allons tout d'abord présenter l'architecture globale des dispositifs utilisés et la manière dont a été implémenté chaque module. Ensuite, nous aborderons l'aspect temps-réel du simulateur pour enfin décrire le modèle multicorps du véhicule.

1.1 Architecture des composants

Le dispositif utilisé nécessite l'utilisation de deux ordinateurs [13] indiqués sur la Figure 1.3 :

- **Un Raspberry Pi3B+** sous Ubuntu. Ce nano-ordinateur présente plusieurs avantages, tels que son prix, son volume réduit et sa bonne complémentarité avec des modules d'électronique embarquée. Concernant le système d'exploitation utilisé, Linux est le plus adapté à ROS¹ et aux applications embarquées.

Modèle	Processeur	Cadence Processeur	Nombre de coeurs	RAM
Pi3 Modèle B+	ARM Cortex-A53	1.4 GHz	4	1 Go

TABLE 1.1 – Spécifications du Raspberry Pi3B+ - Adapté de [13]

1. Depuis peu, ROS est disponible sur Windows 10 [10], mais l'utilisation d'une console sur Linux facilite l'aspect programmation.

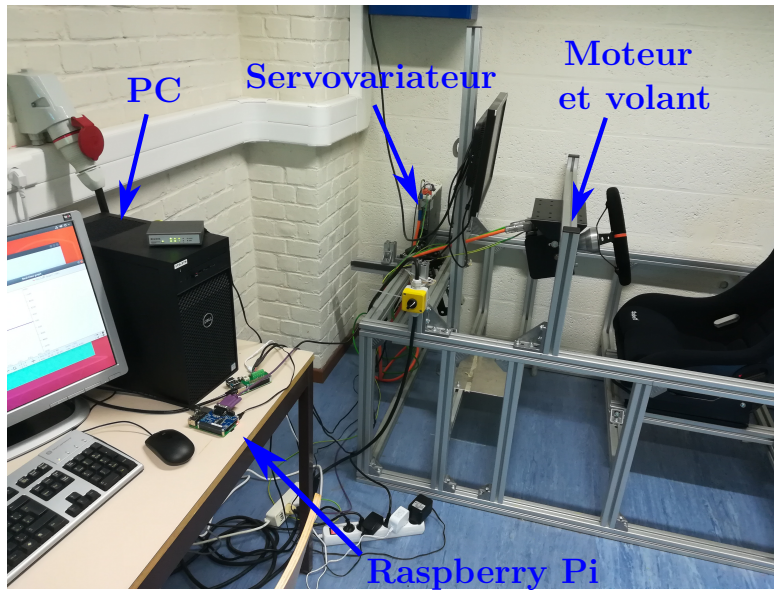


FIGURE 1.3 – Composants du simulateur

- **Un PC** sous Ubuntu. Cet ordinateur doit être assez puissant pour héberger une session ROS et pour pouvoir réaliser une simulation temps-réel sur Robotran avec une visualisation graphique assez chargée [13].

Modèle	Processeur	Cadence Processeur	Nombre de coeurs	RAM
Dell Precision 3630	Intel i7-9700	3 - 4.7 GHz	8	16 Go

TABLE 1.2 – Spécifications du PC

La Figure 1.4 présente l'architecture physique globale développée par après et le tableau 1.3 reprend les différentes connexions.

Liaison physique	Type de connexion et protocole de communication
Câble Ethernet Cat-5e	Connexion bi-directionnelle et complète (SSH)
Broches GPIO	<i>General Purpose Input/Output</i> : envoient et reçoivent des signaux électriques et fournissent une alimentation 5V
Câble CAN	Paire différentielle CAN pour un protocole de communication CANopen
Câble propriétaire	Alimentation triphasée de l'étage de puissance
Câble propriétaire	Liaison pour le codeur incrémental du moteur

TABLE 1.3 – Type de connexion et protocole de communication des liaisons physiques - Tiré de [13]

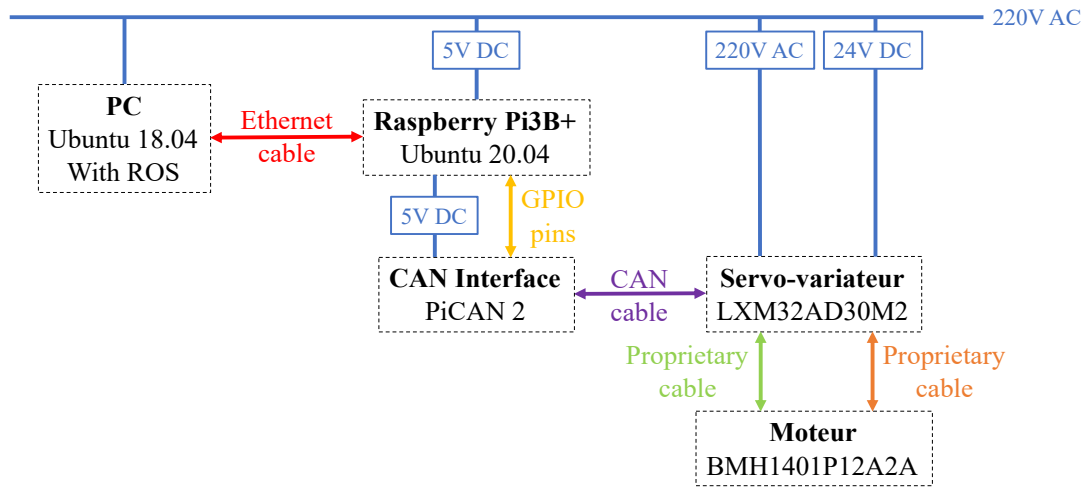


FIGURE 1.4 – Architecture physique globale

1.1.1 Module actionneur et volant

Plusieurs configurations étaient possibles au niveau de l'assemblage volant-moteur. Ici, le volant est en prise directe, c'est-à-dire fixé sur le moteur sans organe de transmission afin de transférer le couple avec une haute dynamique [11], ce qui est très intéressant pour notre application dont l'objectif est d'étudier le ressenti de l'utilisateur.

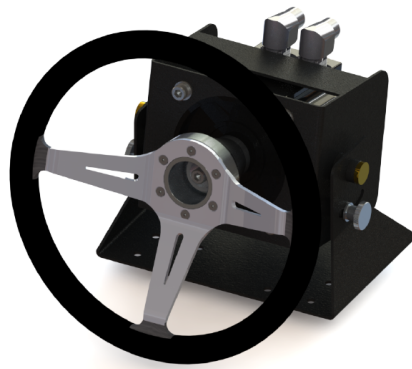


FIGURE 1.5 – Rendu final du module actionneur - Tiré de [11]

Afin que l'échange d'information soit bi-directionnel, on utilise un **servomoteur BMH1401P12A2A** [15] couplé à un **servovariateur LXM32AD30M2** [16]. Ce dernier permet d'une part de recevoir la position et la vitesse du volant via

l'encodeur et d'autre part de recevoir via le Raspberry Pi la consigne de couple à appliquer au moteur.

La sélection et le dimensionnement des composants ont été effectués sur base d'un cahier des charges [11]. On obtient alors l'assemblage final de la Figure 1.5.

1.1.2 Module de transmission

Pour ce module, nous utilisons un **Raspberry Pi3B+** sur lequel est installé Ubuntu. Ce nano-ordinateur est relativement peu cher et possède une puissance suffisante pour notre application. De plus, son prototypage est rapide, ce qui va de pair avec la modularité de ROS.

Pour lui permettre de communiquer avec le servovariateur qui utilise le protocole CAN - dont les détails ne sont pas repris ici car inutiles pour la compréhension du mémoire - nous avons ajouté une interface. Grâce à l'usage répandu du Raspberry Pi, il existe déjà une solution spécifique, créée pour le CAN : la carte **PiCAN 2** [17] [18].

1.1.3 Module multicorps

Ici, nous utilisons le logiciel Robotran sur le PC dont les spécifications sont données dans le tableau 1.2. Il est important de soulever ici la facilité d'interchangeabilité du dispositif. En effet, grâce à ROS, il est possible de faire fonctionner le simulateur sur n'importe quel ordinateur, pour autant qu'il ait la puissance nécessaire. Il suffit alors de télécharger les packages adéquats et de suivre un tutoriel pour rendre le tout fonctionnel [14].

C'est sur cette machine que la simulation Robotran est exécutée : comme montré sur le schéma de la Figure 1.2, à chaque pas de temps, elle reçoit les position et vitesse du volant et calcule le couple à renvoyer. Le fonctionnement de Robotran est repris dans le travail de *Théo Tuerlinckx* [13] ou avec plus de détails dans ce document [19].

Les sections 1.3 et 3.1 reprennent les modèles multicorps implémentés sur le simulateur.

1.2 Architecture du software : ROS et temps-réel

La communication entre les différents modules présentés précédemment s'effectue principalement grâce à ROS. On peut distinguer deux échanges distincts qui seront détaillés ci-dessous :

- entre le Raspberry Pi et le servo-variateur : via CANopen
- entre le PC et le Raspberry Pi : via des *topics* ROS couplés à Robotran en temps-réel

1.2.1 CANopen

Comme expliqué dans la section précédente, on utilise le protocole CAN pour la communication avec le servo-variateur et plus particulièrement *CANopen*, une couche d'application de celui-ci, plus adaptée aux applications temps-réel. Il est à noter que cette section n'est pas la plus importante car elle fut l'objet du mémoire précédent, mais elle est utile à une meilleure compréhension du dispositif.

KaCANopen Afin d'inclure CANopen dans ROS, on utilise le paquet *KaCANopen* [20] qui agit comme un pont pour l'envoi et la réception des données entre les deux protocoles.

Fichier EDS Un autre avantage de CANopen est qu'il permet de prendre en charge facilement des dispositifs comme des capteurs ou des actionneurs grâce aux "dictionnaires d'objets". En pratique, on utilise comme interface un fichier texte *EDS* (pour *Electronic Data Sheet*) qui définit l'information sur le format et le moyen d'accéder aux données des entrées et sorties du bus CAN [13]. Dans notre cas, nous utilisons le fichier *EDS* correspondant au servo-variateur utilisé, fourni par le fabricant [21].

1.2.2 Topics et ROSbotran

Le schéma présenté à la Figure 1.6 représente les différents noeuds et topics ROS utilisés par le simulateur.

Le noeud *exe_Car* exécuté sur l'ordinateur est basé sur le **multithreading** ; plusieurs tâches (*threads*) sont exécutées simultanément sur un même ordinateur et communiquent via des *mutex* dont le fonctionnement est expliqué ci-dessous.

- Un premier thread crée un *subscriber*. Cet objet ROS permet de récolter les informations se trouvant sur un topic. Ici, on dit que l'on *souscrit* au topic *chatter_pos_vit* sur lequel ont été publiées la position et la vitesse du volant.
- Le deuxième thread est la simulation Robotran en temps-réel. Celle-ci calcule la dynamique du véhicule que l'utilisateur peut contrôler grâce au volant. L'intégration de ce logiciel dans ROS fut l'objet du mémoire de *Théo Tuerlinckx* [13] que le lecteur est invité à consulter pour plus d'explications à ce sujet.
- Enfin, un troisième thread crée un *publisher*. Cet objet ROS est le complémentaire du subscriber ; ici, on *publie* le couple appliqué sur le volant sur le topic *chatter_torque*.

De la même manière, on remarque que les deux noeuds exécutés sur le Raspberry Pi ont un fonctionnement similaire : *listener* et *talker* correspondent respectivement à un subscriber / publisher dont les informations correspondantes sont transmises à / récupérées du servovariateur par le bus CAN comme on peut le voir à la Figure 1.4.

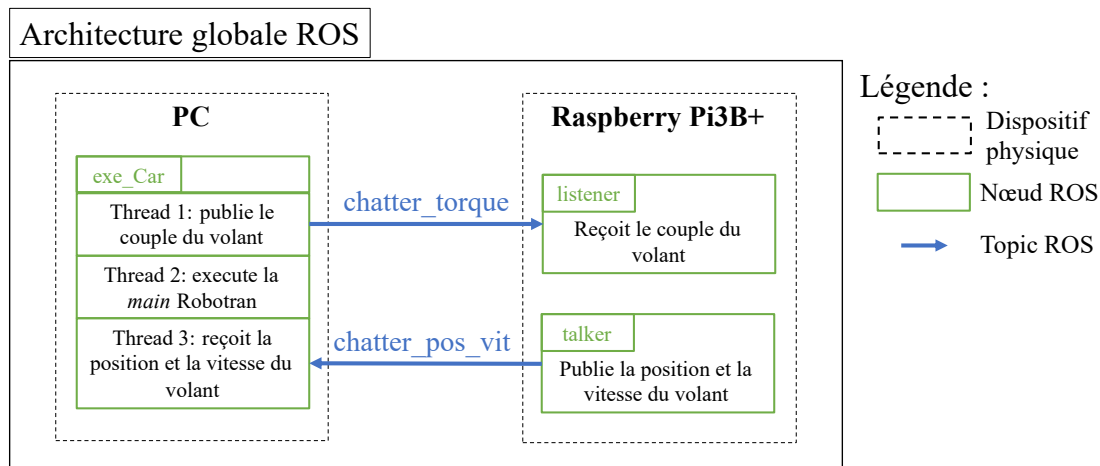


FIGURE 1.6 – Architecture globale de ROS - Adapté de [13]

Les *mutex* Lorsque l'on utilise le multithreading, des erreurs peuvent avoir lieu lorsque ces différents threads essaient simultanément d'accéder au même emplacement en mémoire. C'est ce qui pourrait se passer ici avec Robotran qui utilise une structure (appelée *mbs_data*) qui contient toutes les informations du modèle multicorps : les masses, inerties, positions, vitesses de chaque corps etc. ... dont celles du volant qui sont modifiées à intervalles réguliers.

Une solution est d'utiliser des *mutex* (pour *mutual exclusion*); c'est un système qui permet de verrouiller l'accès à une partie de la mémoire lorsqu'une application y accède, que ce soit en lecture ou en écriture.

Il a été montré que l'impact de ces instants durant lesquels l'accès est partiellement bloqué sur la vitesse d'exécution peut être négligé [13].

1.3 Modèle multicorps

Initialement, deux véhicules étaient implémentés sur le simulateur : un kart (non utilisé dans le cadre de ce mémoire) et une voiture seule (BMW 135i). Nous verrons dans le chapitre 3 l'ajout d'un troisième véhicule : une voiture avec remorque de type *tiny-house*.

Le modèle multicorps de la voiture présenté ci-dessous a initialement été créé dans le cadre du cours de Dynamique des Véhicules [22] et ses principales caractéristiques sont reprises dans la table 1.4.

Masse [kg]	Empattement [m]	Voie [m]	Rayon des roues [cm]
1661	2.76	1.50	30

TABLE 1.4 – Grandeurs caractéristiques principales de la voiture

1.3.1 Modèle du train avant

La Figure 1.7 montre le modèle multicorps correspondant au train avant de la voiture et la légende correspondante est donnée dans la table 1.5. Le train arrière est conçu de la même manière à l'exception du système de direction.

Numéro	Composant
1	Châssis (non montré visuellement ici)
2	Roue
3	Fusée (= support de la roue)
4	Suspension à bras superposés (bras inférieur et bras supérieur)
5	Barre anti-roulis
6	Crémaillère
7	Bielle de direction
8	Volant

TABLE 1.5 – Légende de la Figure 1.7

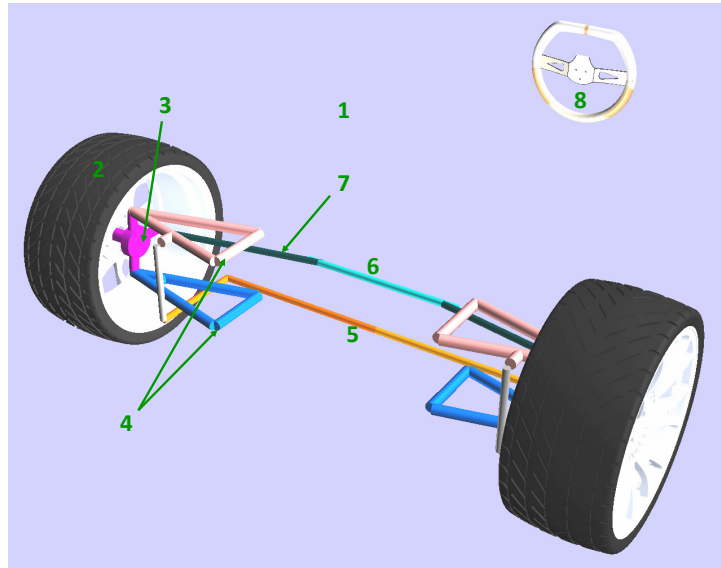


FIGURE 1.7 – Vue 3D du train avant dans MBSysPad

Le **châssis** (n°1) est l'élément central du véhicule sur lequel sont définis des points d'ancrage où viennent se fixer les différents éléments de suspension et de direction. Il possède 6 degrés de liberté (3 en translation et 3 en rotation). Par souci de clarté, il a été enlevé du visuel pour cette image.

Les **roues** (n°2) sont attachées aux **fusées** (n°3) et ont quant à elles un seul degré de liberté : la rotation autour de leur axe. La loi de contact pneu/sol implémentée sera détaillée dans la section 1.3.2 ci-après.

Les **suspensions** (n°4) forment la jonction entre les fusées et le châssis. Le choix des bras superposés permet un guidage précis et un réglage des épures² aisé. Nous avons également un ensemble amortisseur entre le châssis et le bras inférieur bien qu'il ne soit pas représenté non plus. Il est défini par des coefficients de raideur et d'amortissement ainsi qu'une longueur neutre.

La **barre anti-roulis** (n°5) est fixée de part et d'autre aux bras supérieurs des suspensions gauche et droite. Elle est modélisée par deux corps en "L" pouvant pivoter l'un par rapport à l'autre selon l'axe latéral pour symboliser la torsion de la barre. Celle-ci permet de réduire le transfert de masse latéral lors d'un virage.

2. Une épure (élasto-)cinématique est la « *représentation graphique de la variation des paramètres géométriques caractéristiques d'une suspension en fonction du débattement de la roue* »[22]. Ces paramètres sont en général la demi-voie, le carrossage ou encore le parallélisme des roues.

Le **système de direction** est formé d'un pignon (non visible), d'une **crémaillère** (n°6) et de deux **bielles** (n°7) ainsi que du **volant** (n°8). Le schéma de la Figure 1.8 reprend ces éléments ainsi que le pignon et la colonne de direction. La crémaillère à rapport variable permet d'avoir un rapport non constant entre la position du volant et l'angle de braquage des roues. Cela a pour effet de réduire les efforts dans le volant tout en améliorant la précision de la direction. Lorsque l'on utilise le volant du simulateur, on modifie l'angle du pignon sur le modèle multicorps et par conséquent la position latérale de la crémaillère, ce qui induit une rotation des roues.

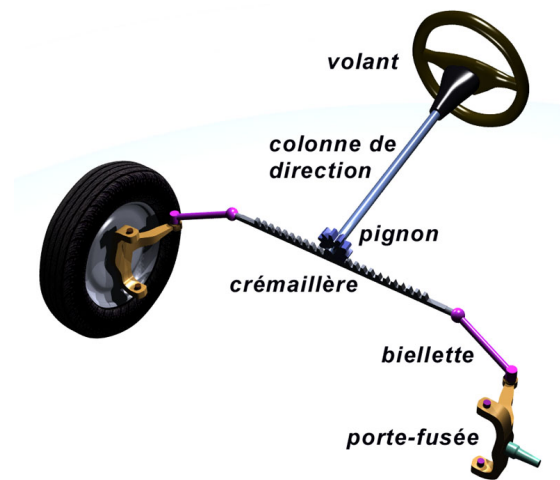


FIGURE 1.8 – Système de direction - Tiré de [23]

1.3.2 Contact pneu/sol

Dans Robotran, nous considérons que la zone de contact entre le pneu et le sol, laquelle est une ellipse en pratique, est réduite à un point sur lequel s'appliquent des forces et des couples purs résultants :

- une force verticale F_z simulant l'élasticité du pneu, calculée selon un modèle ressort-amortisseur
- des forces latérale F_y et longitudinale F_x qui reprennent les efforts d'accélération et de freinage et qui permettent le maintien de la trajectoire en courbe
- le couple d'auto-alignement M_z (selon l'axe vertical). C'est ce couple, transmis dans la colonne de direction, que l'on ressent dans le volant !

Notons que selon ce modèle, on considère les moments de renversement M_x (selon l'axe longitudinal) et de résistance au roulement M_y (selon l'axe latéral) comme étant nuls.

Ces différents efforts sont représentés schématiquement sur la Figure 1.9.

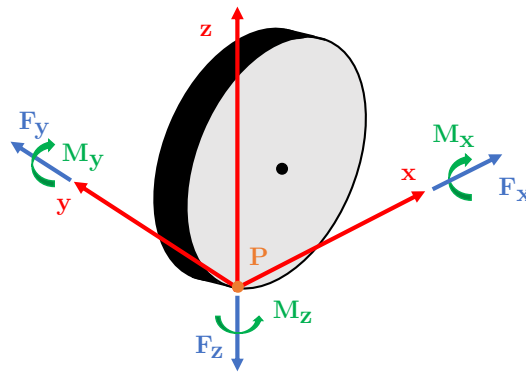


FIGURE 1.9 – Vue schématique des efforts résultants du contact pneu/sol

On définit la loi de contact selon la théorie de *E. Bakker*, *L. Nyborg* et *H. B. Pacejka* [24] via leur "formule magique" :

$$y = D \sin \left[C \arctan \left(Bx - E(Bx - \arctan Bx) \right) \right] \quad (1.1)$$

dont les paramètres B , C , D et E ont été déterminés de manière semi-empirique.

La loi de Bakker permet donc de calculer les forces latérale, longitudinale et le couple d'auto-alignement sur base de la cinématique connue. Dans la formule, ces grandeurs sont représentées par y tandis que les données connues sont reprises dans la variable x : force verticale, angle de glissement, angle de carrossage, etc.

Un exemple est montré sur la Figure 1.10 pour la force latérale normalisée.

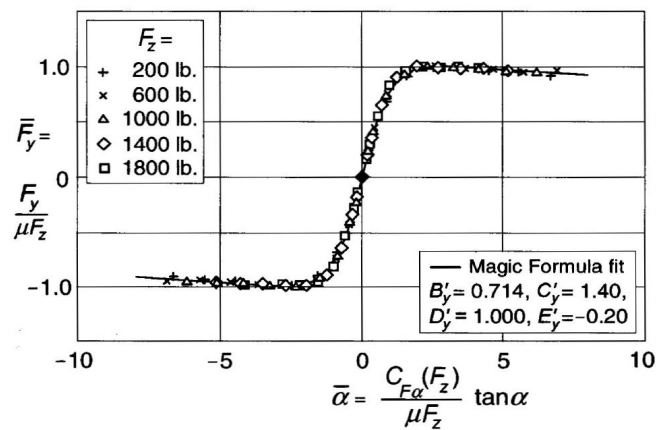


FIGURE 1.10 – Correspondance entre résultats expérimentaux et formule de Bakker
- Tiré de [22]

Chapitre 2

Implémentation des pédales

Ce chapitre présente la manière dont ont été implémentées les pédales sur le simulateur de conduite. Celles-ci furent mécaniquement installées lors de la conception du dispositif par *Nicola De Lellis* et *Quentin Materne* [11] mais n'avaient pas été raccordées et intégrées aux autres éléments et n'ont donc jamais été utilisées.

Nous allons dans un premier temps préciser en quoi l'ajout de pédales est intéressant pour le simulateur. Dans un second temps, nous détaillerons les modifications apportées, tant au niveau mécanique qu'au niveau électrique et électronique. Ensuite, nous expliquerons comment cela a été intégré à ROS et donc à Robotran. Enfin, nous présenterons les résultats obtenus en simulation.

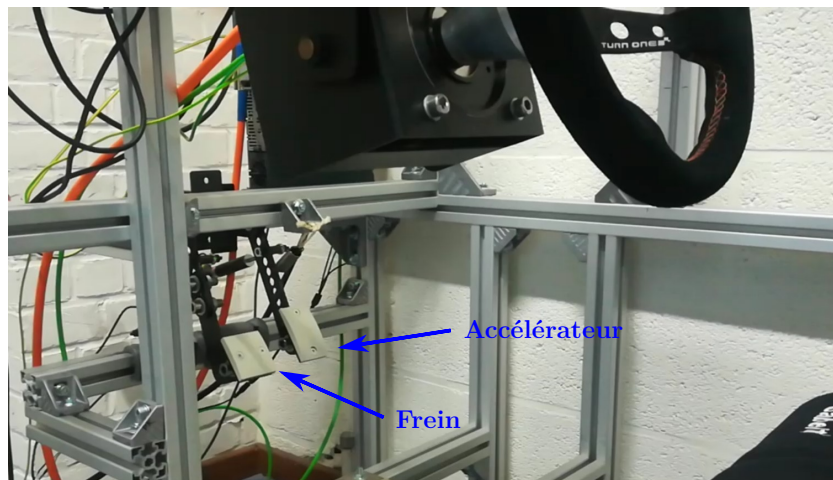


FIGURE 2.1 – Intégration du pédalier au simulateur

Une vue globale des pédales est donnée sur la Figure 2.1. Plus de photos sont fournies dans l'annexe A.

2.1 Objectifs

Jusqu'à présent, le véhicule était contraint de rouler à vitesse constante. Un régulateur PID¹ permet de contrôler le couple moteur à appliquer aux roues arrière afin de contrer la décélération naturelle de la voiture².

Le schéma bloc simplifié de ce système est donné à la Figure 2.2 : on calcule d'abord l'*erreur* qui est la différence entre la vitesse de référence désirée V_{ref} et la vitesse réelle mesurée V_{mes} . Le contrôleur, lui, détermine la valeur du *couple moteur* à renvoyer à Robotran afin d'ajuster la vitesse du véhicule.

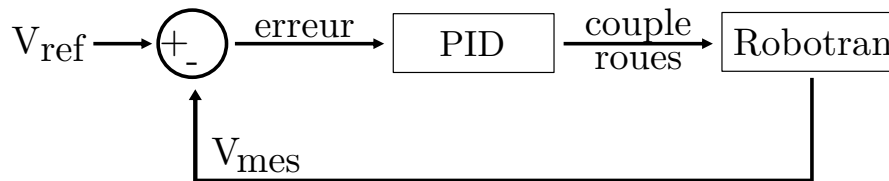


FIGURE 2.2 – Régulateur PID de la vitesse du véhicule

Au niveau du développement du simulateur, l'objectif principal de ce travail était l'ajout de deux pédales - accélérateur et frein - afin d'étendre le champ d'action de l'utilisateur et permettre des simulations dynamiques plus variées et précises, comme nous le verrons dans le chapitre 3.

De plus, cela ajoute une dimension réaliste au simulateur ; la résistance au roulement peut maintenant être perçue et on freine naturellement lorsque l'on ne touche pas aux pédales.

Ensuite, il faut savoir que l'utilisateur a le choix d'utiliser ou non ces pédales, il est toujours possible d'utiliser le régulateur PID pour une simulation à vitesse constante.

Enfin, notons que nous n'avons pas d'organe de transmission mécanique entre les pédales et la voiture et donc pas d'embrayage. Cette différence se fera ressentir lorsque la vitesse variera ; nous n'aurons pas d'à-coups dûs aux changements de rapport de transmission, ce qui est comparable à une voiture électrique par exemple. [26]

1. Système de contrôle en boucle fermée agissant de 3 manières : *Proportionnelle*, *Intégrale* et *Dérivée*. [25]

2. Il s'agit de la résistance au roulement causée par la déformation élastique du pneu mais aussi par les différentes sources de frottements le long de la chaîne de transmission. [22]

2.2 Montage mécanique

2.2.1 Capteurs

La première étape de l'implémentation de ces pédales est le choix des capteurs adéquats. Pour ce faire, il a d'abord été nécessaire d'établir les différentes contraintes à satisfaire et ses différentes spécifications.

Grandeur physique Premièrement, il est utile de préciser la grandeur que l'on souhaite mesurer. Dans le cas des pédales, nous allons uniquement nous intéresser à la position, linéaire ou angulaire, et non à la vitesse, accélération ou encore la force appliquée par l'utilisateur. De fait, dans une voiture, c'est également un capteur de position qui contrôle le régime du moteur selon l'enfoncement de la pédale.

Degré de liberté La pédale est un système possédant un seul degré de liberté en rotation. Deux possibilités s'offrent alors à nous : mesurer l'angle de la pédale par rapport à sa position de repos (Figure 2.3) ou bien la distance entre la pédale et un point de référence (Figure 2.4).

Par souci de simplicité, nous avons choisi un capteur de distance linéaire car un capteur angulaire est plus difficile à mettre en place et requiert plus de précision lors de l'assemblage.

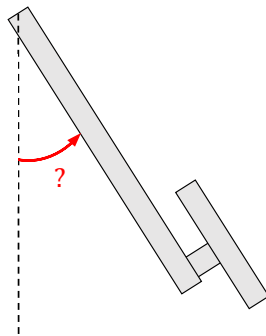


FIGURE 2.3 – Mesure de l'angle

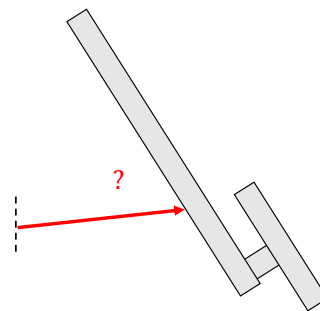


FIGURE 2.4 – Mesure de la distance

Choix du capteur La table 2.1 reprend les particularités des différents capteurs de distance et donne ainsi leurs avantages et inconvénients. On ne tient compte que des dispositifs capables de mesurer un déplacement de l'ordre de quelques centimètres comme c'est le cas pour notre application.

Potentiomètre linéaire	<ul style="list-style-type: none"> — Variation de la tension aux bornes d'une résistance variable — Simple à mettre en oeuvre — Très peu sensible aux perturbations extérieures — Nécessite une fixation à chaque pièce mobile
Capteur à inductance variable	<ul style="list-style-type: none"> — Variation d'inductance propre ou mutuelle dûe au mouvement relatif d'un noyau ferromagnétique par rapport à une bobine — Coût élevé — Mesure sans contact
Capteur à capacité variable	<ul style="list-style-type: none"> — Variation du champ électrique entre deux électrodes — Sensible aux capacités parasites — Peu adapté aux mesures de distance mais plutôt à la détection
Capteur à ultrasons et Capteur optique	<ul style="list-style-type: none"> — Mesure du temps écoulé entre l'émission d'une onde ultrasonique ou lumineuse et sa réception après réflexion — Mesure sans contact — Sensible aux perturbations

TABLE 2.1 – Comparatif des différents types de capteurs de position

Finalement, nous avons opté pour un capteur de position à potentiomètre linéaire du même type que celui qui est présenté sur la Figure 2.5. Cette solution a été jugée plus simple et plus robuste ; la mesure de la distance entre les deux extrémités est insensible aux perturbations extérieures car le contact est garanti par le "corps" du capteur.

Il est important de signaler ici que chaque extrémité dispose d'une rotule, ce qui permet plus de tolérance lors de l'assemblage et le potentiomètre n'a pas besoin d'être parfaitement aligné dans la direction du mouvement de la pédale.



FIGURE 2.5 – Capteur de position à potentiomètre linéaire - Tiré de [27]

2.2.2 Assemblage de l'ensemble pédales/capteurs

L'assemblage final est montré sur la Figure 2.6. Le lecteur est invité à consulter l'annexe A s'il désire plus d'illustrations. Les ressorts visibles ci-dessous ont pour unique fonction de ramener les pédales à leur position initiale lorsque l'utilisateur cesse d'appuyer dessus ; l'objectif de ce travail n'est pas d'étudier le ressenti du conducteur au niveau de ses pieds. Le retour haptique de la pédale [28] pourrait néanmoins être l'objet d'un travail futur, bien que cela ait moins d'impact que le volant sur la conduite du véhicule.

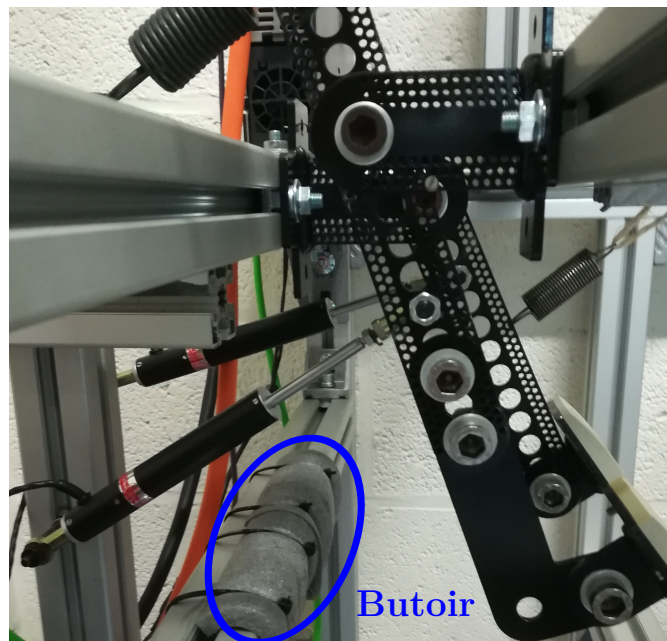


FIGURE 2.6 – Vue de profil large de l'ensemble pédales/capteurs

Comme on peut le voir sur la Figure 2.7, la course du potentiomètre n'est pas totalement exploitée. Outre les facilités de montage, ceci est dû à deux autres raisons :

- Au niveau de la **sécurité**, cela risque d'endommager le capteur si une force est appliquée lorsque la pièce mobile se trouve en bout de course, tant dans un sens que dans l'autre. C'est également la raison pour laquelle nous avons ajouté un butoir qui permet de bloquer les pédales, visible sur la Figure 2.6.
- Au niveau du **fonctionnement** du potentiomètre, la Figure 2.8 nous montre que la portée électrique E est moindre que la portée mécanique M et par conséquent que le capteur ne se comporte pas comme attendu à ses extrémités.

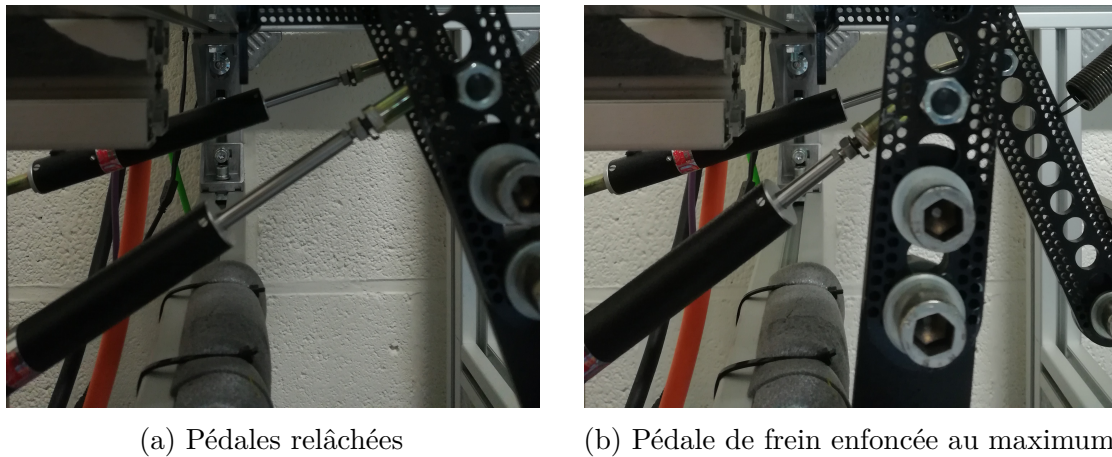


FIGURE 2.7 – Visualisation de la course du capteur de la pédale de frein

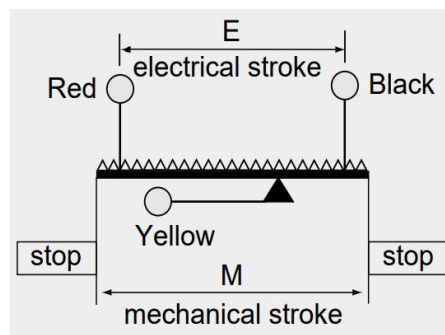


FIGURE 2.8 – Courses mécanique et électrique du potentiomètre - Tiré de [29]

Les distances maximales que peuvent parcourir les extrémités mobiles des potentiomètres sont respectivement de 28 et 25 millimètres pour les pédales de frein

(au premier plan sur la Figure 2.6) et d'accélération (au second plan). Notons que le fait que la course du potentiomètre soit faible n'aura pas d'impact pour l'utilisateur car cela ne modifie pas le déplacement de la pédale et la précision des capteurs est largement suffisante (section 2.3.1).

Finalement, tel que repris dans la table 2.1, chaque capteur nécessite deux points d'attache. Pour ce faire, nous avons dimensionné la pièce visible sur les Figures 2.9 (vue 3D) et 2.10 (assemblée) [30].

L'extrémité filetée est fixée au moyen d'un écrou glissé dans le montant profilé en aluminium du démonstrateur tandis que l'autre extrémité accueille la rotule du capteur qui est maintenue grâce à un collier de serrage. Du côté mobile, nous utilisons également un simple écrou pour assembler l'extrémité filetée avec la pédale.

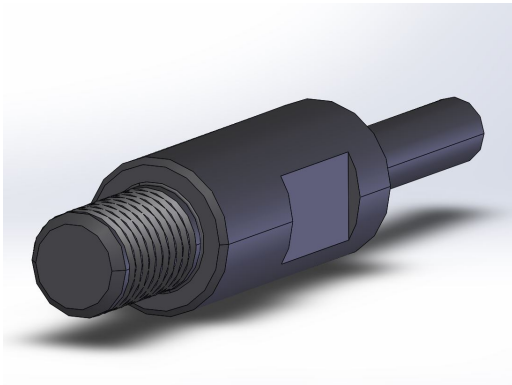


FIGURE 2.9 – Pièce de fixation d'une extrémité d'un capteur - Vue 3D - Tiré de [30]

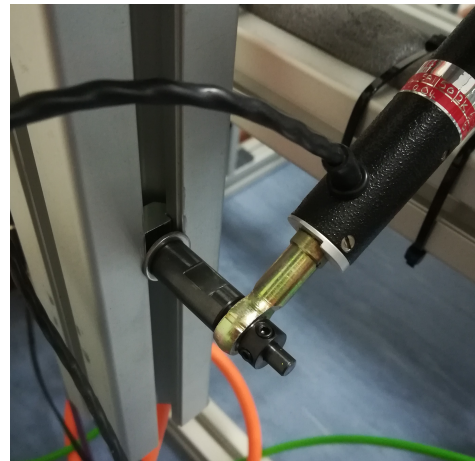


FIGURE 2.10 – Pièce de fixation d'une extrémité d'un capteur - Assemblée

2.3 Montage électrique

Nous allons utiliser un second Raspberry Pi pour la communication avec les pédales et plus précisément un **Raspberry Pi4B** sous Ubuntu dont les spécifications sont données dans la table 2.2.

Modèle	Processeur	Cadence Processeur	Nombre de coeurs	RAM
Pi4 Modèle B	ARM Cortex-A72	1.5 GHz	4	8 Go

TABLE 2.2 – Spécifications du Raspberry Pi4B

Afin d'établir le montage électrique, nous devons déterminer d'une part la manière dont nous allons alimenter les potentiomètres et d'autre part comment récupérer l'information sur le Raspberry Pi.

Alimentation Selon leurs spécifications [29], les capteurs peuvent supporter une tension maximale de 44 volts.

Récupération de l'information De plus, la résolution des potentiomètres est *virtuellement infinie* [29], c'est-à-dire qu'ils fonctionnent de manière continue; théoriquement, toute variation de la position, aussi petite soit-elle, se traduit en une variation de la tension de sortie.

Du point de vue électrique, on dit que la sortie est *analogique*³, en opposition aux données informatiques traitées notamment par le Raspberry Pi qui sont dites *digitales* ou numériques.

Dès lors, il est nécessaire d'utiliser un convertisseur analogique numérique (*Analog-to-Digital Converter - ADC*) pour permettre au Raspberry Pi d'exploiter ces données.

Solution Afin de combiner ces deux éléments, nous allons nous servir des broches *GPIO* du Raspberry Pi. Comme nous l'avons vu dans la table 1.3, ils permettent à la fois de fournir une tension allant jusqu'à 5 volts et de recevoir des données. Notons qu'ils peuvent également envoyer des informations, comme pour le volant, mais cela ne sera pas utilisé ici; nous verrons que la communication se fait à sens unique.

3. Se dit d'une grandeur physique mesurée par une fonction continue ou d'un signal dont les variations sont continues. [31]

2.3.1 Convertisseur analogique-digital

Nous avons choisi d'utiliser la carte **ADS1115** [32] visible sur la Figure 2.11 et dont les spécifications sont données dans la table 2.3.

Cette carte vient se placer directement sur les broches GPIO du Raspberry Pi. Comme on peut le voir ci-contre, elle possède 6 connecteurs pour fil électrique :

- le premier correspond à la masse électrique ;
- le deuxième fournit la tension d'alimentation aux deux capteurs (3.3V) ;
- les quatre autres sont les entrées analogiques.

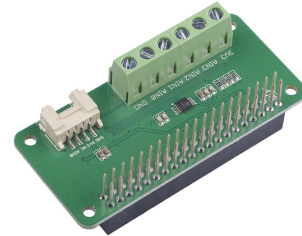


FIGURE 2.11 – Convertisseur analogique-digital - Tiré de [32]

Tension d'alimentation	Protocole de communication	Résolution	Modèles supportés
3.3V / 5V	I ² C	16 bits	Pi3B/3B+/4

TABLE 2.3 – Spécifications du convertisseur analogique-digital

Protocole I²C (*Inter-Integrated Circuit*) Il s'agit d'un dispositif de transmission de données très répandu et adapté aux circuits imprimés, tel que le convertisseur que l'on utilise ici. On l'utilise pour connecter des composants électroniques placés sur une même carte. A titre informatif, la vitesse par défaut du I²C est de 100 kHz ou 100 kbit/s mais dans notre cas, nous fonctionnons avec une fréquence de 400 kHz [32].

Résolution digitale Nous pouvons maintenant nous pencher sur la précision du convertisseur ou encore sa résolution numérique, qui correspond à la plus petite variation ressentie par le dispositif. Cela est illustré sur la Figure 2.12 : le signal d'entrée du convertisseur est représenté en bleu, il correspond à la tension de sortie du potentiomètre. Le signal de sortie correspondant reçu par le Raspberry Pi est, lui, en orange.

Dans notre cas, le pas de discrétisation du convertisseur analogique-digital est de 0.125 mV. En d'autres mots, les 3.3 V peuvent être discrétisés en 26401 valeurs espacées de 0.125 mV :

$$\frac{3.3}{0.000125} = 26400 \text{ [-]} \quad (2.1)$$

Sachant que théoriquement, la course maximale des potentiomètres est de 5 centimètres, cela signifie que le Raspberry Pi est sensible à un déplacement de $2 \cdot 10^{-3}$ millimètres :

$$\frac{50}{26400} \approx 0.002 \text{ [mm]} \quad (2.2)$$

A l'échelle de l'utilisateur, cette résolution est extrêmement petite et permet dès lors une grande précision lors de l'utilisation des pédales.

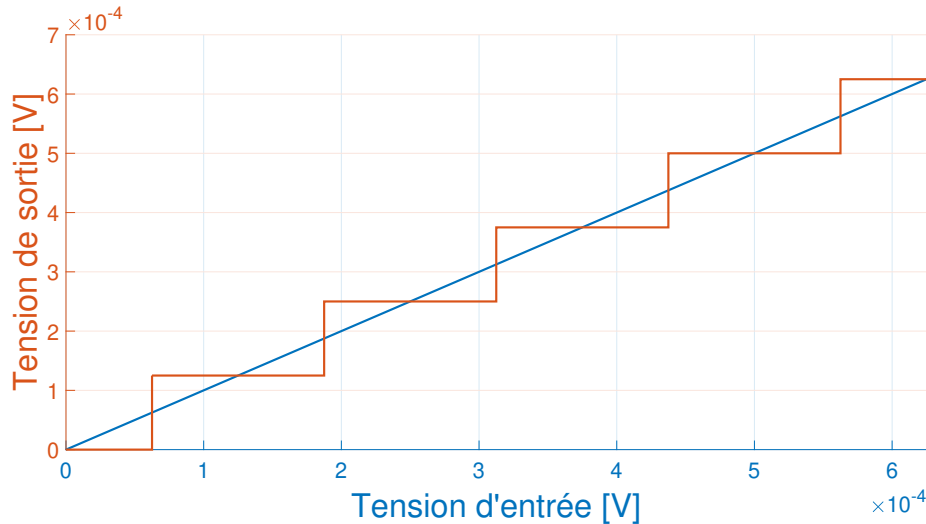


FIGURE 2.12 – Comparaison des signaux analogique (en bleu) et numérique (en orange)

2.3.2 Architecture finale des composants

Finalement, la Figure 2.13 présente l'architecture physique globale mise à jour dont la légende est donnée à la table 2.4.

On remarquera que la partie de droite n'a pas été modifiée par rapport à la Figure 1.4 ; elle reprend les différents éléments relatifs au retour haptique du volant. Notons simplement que le Raspberry Pi3B+ remplace un Raspberry Pi2B utilisé dans une version précédente du simulateur.

Différence entre les pédales et le volant Comme dit précédemment, l'échange d'information avec le volant est bi-directionnel alors que les pédales, elles, n'envoient des données que dans un sens. Nous verrons dans la section suivante que cela facilitera grandement l'implémentation dans ROS étant donné que nous ne devons pas ajouter d'actionneur.

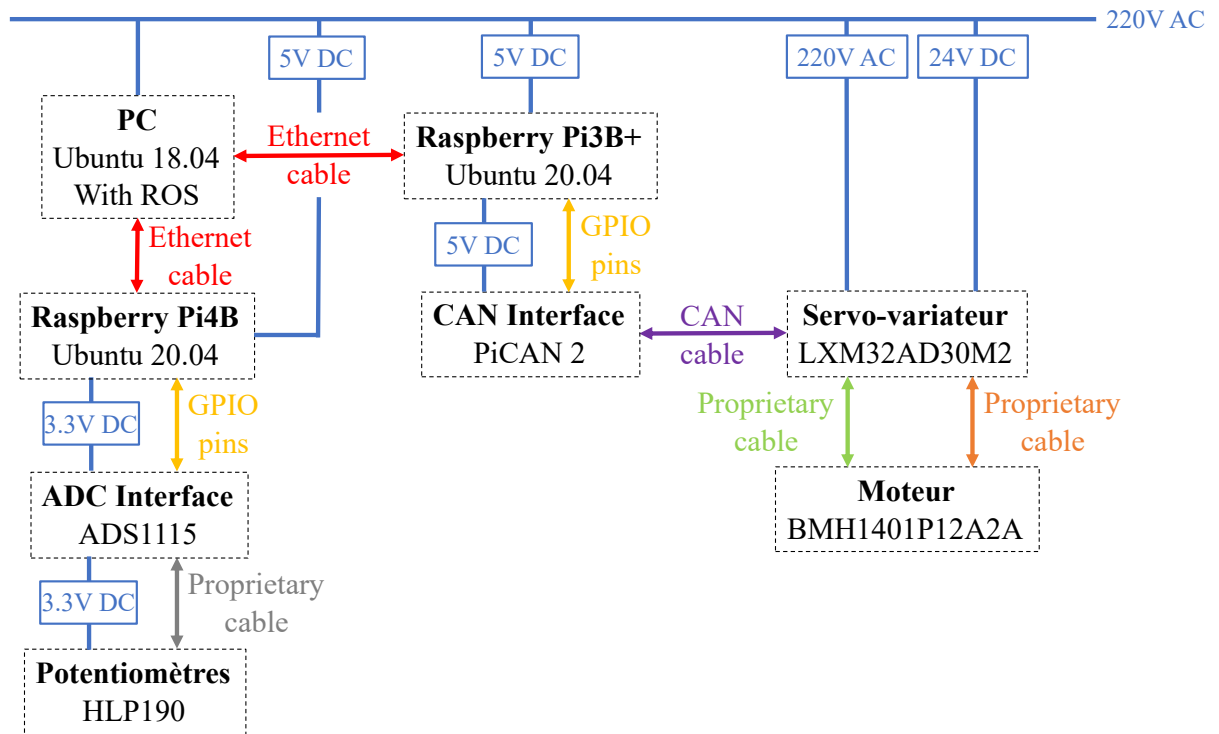


FIGURE 2.13 – Architecture physique globale finale

Liaison physique	Type de connexion et protocole de communication
Câble Ethernet Cat-5e	Connexion bi-directionnelle et complète (SSH)
Broches GPIO	<i>General Purpose Input/Output</i> : envoient et réceptionnent des signaux électriques et fournissent une alimentation 5V
Câble CAN	Paire différentielle CAN pour un protocole de communication CANopen
Câble propriétaire	Alimentation triphasée de l'étage de puissance
Câble propriétaire	Liaison pour le codeur incrémental du moteur
Câble propriétaire	Alimentation et sortie du potentiomètre

TABLE 2.4 – Type de connexion et protocole de communication des liaisons physiques

2.4 Implémentation dans ROS

Un des avantages majeurs de ROS est qu'il est très facile d'ajouter de nouveaux paquets et de nouveaux noeuds à un système existant. En effet, lorsqu'une interaction entre un noeud et un topic est créée, celle-ci a lieu indépendamment des autres noeuds qui utilisent ce topic et des composants physiques qui les exécutent [13].

La Figure 2.14 reprend l'architecture ROS de la version actuelle du simulateur.

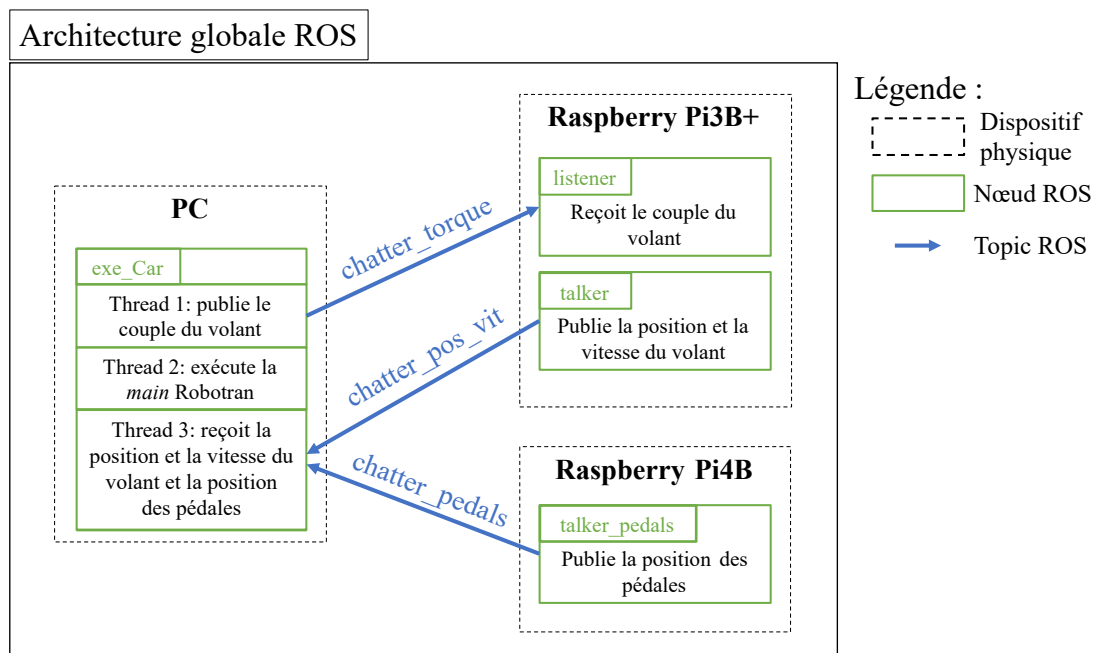


FIGURE 2.14 – Architecture globale finale de ROS

2.4.1 Modifications de la partie existante

D'abord, nous observons sur la Figure 2.14 que rien n'a été modifié par rapport au schéma de la Figure 1.6 concernant le volant ; les topics `chatter_torque` et `chatter_pos_vit` ainsi que les subscribers et talkers correspondants sont toujours présents. Les paquets et noeuds utilisés sont également les mêmes bien qu'ils furent l'objet de quelques modifications, dont la ré-initialisation de la position du volant à la fin de chaque simulation.

2.4.2 Ajout des nouveaux composants

Ensuite, nous remarquons l'apparition du Raspberry Pi4B mentionné précédemment. Celui-ci ne comporte qu'un seul noeud *talker_pedals*. Il n'y a par conséquent qu'un seul topic *chatter_pedals* sur lequel transitent des informations liées aux pédales et qu'une seule paire talker / subscriber comme l'échange de données entre les deux dispositifs est uni-directionnelle ; il n'y a pas de retour haptique sur le pédalier.

Nous pouvons pointer ici un autre avantage de ROS : les messages déposés sur les topics peuvent contenir plusieurs variables. Tout comme *chatter_pos_vit*, deux valeurs sont communiquées via *chatter_pedals* : la position de la pédale de frein et la position de la pédale d'accélération.

Ceci permet de réduire le nombre d'objets ROS nécessaires à la communication et de simplifier l'architecture.

Pourquoi ne pas utiliser un seul Raspberry Pi ? En théorie, ROS permet d'exécuter plusieurs noeuds sur un même ordinateur mais nous avons dans ce cas été contraints d'en ajouter un pour une raison différente : tant la carte *PiCAN* que l'*ADC* nécessitent l'utilisation des broches *GPIO*. Il est dès lors impossible d'utiliser les deux interfaces sur un seul Raspberry Pi. Cela aurait par contre été possible s'il comportait 2 paires de GPIO.

Néanmoins, cela démontre la modularité de ROS ; la configuration du deuxième nano-ordinateur s'est faite relativement rapidement et facilement étant donné que la structure du programme est identique que pour le premier.

2.5 Résultats obtenus

Cette section présente les résultats des simulations faites avec les pédales. Nous n'avons pas employé le volant ici afin de nous concentrer uniquement sur l'impact des pédales sur l'accélération du véhicule qui se déplace en ligne droite. Le retour de couple dans la direction a été désactivé afin d'assurer une consigne de direction nulle tout au long des essais effectués.

Notons que le système *ABS*⁴ n'a pas été implémenté dans le cadre de ce mémoire. Ceci est néanmoins réalisable avec notre modèle.

2.5.1 Relations pédales/accélération

Plusieurs lois de commande ont été implémentées, c'est-à-dire que nous avons testé plusieurs relations $y = f(\Delta x)$ entre l'enfoncement de la pédale Δx , dont la définition est illustrée sur la Figure 2.15, et le couple imposé aux roues y grâce auquel nous contrôlons l'accélération de la voiture.

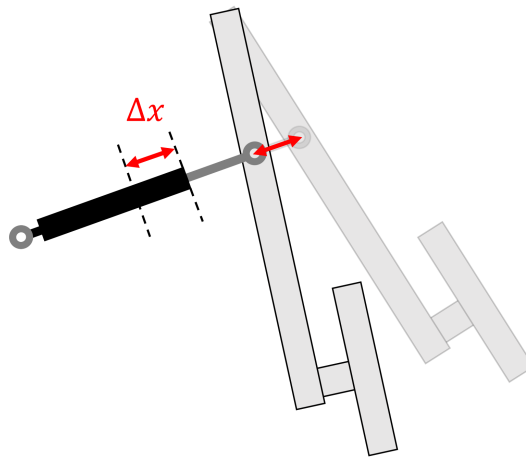


FIGURE 2.15 – Illustration de l'enfoncement de la pédale : comparaison entre la pédale au repos et la pédale partiellement enfoncée

Pour ce faire, nous avons tout d'abord déterminé l'accélération et la décélération maximales que subit la voiture.

Accélération Nous avons décidé de prendre une valeur maximale d'environ 5 m/s², ce qui est assez réaliste pour une voiture.

4. Anti-blocking System. Système d'assistance permettant un freinage optimal en empêchant les roues de glisser sur le sol.

De plus, nous avons choisi de rendre les quatre roues motrices : 60% de l'accélération est fournie par les roues avant et 40% par les roues arrière. Cette décision est arbitraire et fait office de compromis entre la traction (via les roues avant) et la propulsion (via les roues arrière). Un tel choix dépendra des caractéristiques souhaitées ; la traction, plus répandue sur les modèles grand public, offre une meilleure tenue de route mais nécessite une géométrie plus complexe au niveau des suspensions, tandis que la propulsion équipe les voitures plus sportives [33].

Pour trouver les couples à appliquer aux roues, nous avons d'abord calculé la force longitudinale résultante s'exerçant sur les roues en multipliant l'accélération maximale souhaitée par la masse totale de la voiture (table 1.4).

$$F_{long,tot} = m_{tot} \cdot a_{max} \approx 8000 \text{ [N]} \quad (2.3)$$

Le couple total sera donc égal à cette force multipliée par le rayon des roues.

$$C_{tot} = F_{long,tot} \cdot R_{roue} \approx 2400 \text{ [Nm]} \quad (2.4)$$

Connaissant la répartition des efforts sur chacune des roues, nous avons déduit qu'en appliquant un couple de 720 Nm sur chaque roue avant et 480 Nm sur chaque roue arrière, nous devrions obtenir l'accélération désirée de 5 m/s².

En pratique, ces valeurs ont été revues à la hausse, notamment à cause de la résistance au roulement qui doit être contrée ; lors des essais effectués, nous avons trouvé qu'avec un couple de **1200 Nm** pour chacune des roues avant et **800 Nm** pour chacune des roues arrière, nous atteignons une accélération maximale proche de celle que nous souhaitions : **5.65 m/s²**.

Décélération En ce qui concerne le freinage, le raisonnement suivi pour trouver la valeur maximale vient du mémoire de *Théo Tuerlinckx* [13] et il n'est pas utile de le reprendre dans son entièreté ici.

Le couple appliqué aux roues avant est également différent de celui appliqué aux roues arrière. Nous avons en effet un transfert de masse⁵ de l'arrière vers l'avant du véhicule. Nous avons choisi de répartir les efforts de la manière suivante : les roues de l'essieu avant subissent chacune 32.5% du couple total, tandis que l'on applique 17.5% de ce couple sur chaque roue arrière.

En appliquant respectivement **1235 Nm** et **665 Nm** aux roues avant et arrière, nous obtenons une décélération maximale de **8.43 m/s²**. Cela est légèrement plus faible que les valeurs usuelles mais bien conforme au code de la route [34].

5. Changement de la répartition des efforts normaux entre les pneus et le sol. Nous y reviendrons en partie dans la section 3.2.1.

Relations avec la position des pédales Ensuite, connaissant les valeurs minimales (lorsque les pédales sont "au repos") et maximales (lorsqu'elles sont totalement enfoncées) que renvoient les potentiomètres ainsi que les couples à appliquer dans les deux cas, il est possible de déterminer les différentes relations. Nous avons choisi d'en implémenter trois :

- Le couple varie **linéairement** avec Δx .
- Le couple varie de manière **exponentielle** avec Δx .
- Le couple varie de manière **logarithmique** avec Δx .

Afin de déterminer les différentes équations, nous avons effectué des interpolations passant par les deux points connus. Cela est illustré sur la Figure 2.16.

Pour les relations exponentielles et logarithmiques, il existe une infinité de courbes passant par ces deux points. Nous avons alors choisi nos paramètres de manière à obtenir une courbe qui s'éloigne de la droite afin de bien pouvoir faire la distinction entre les différents cas.

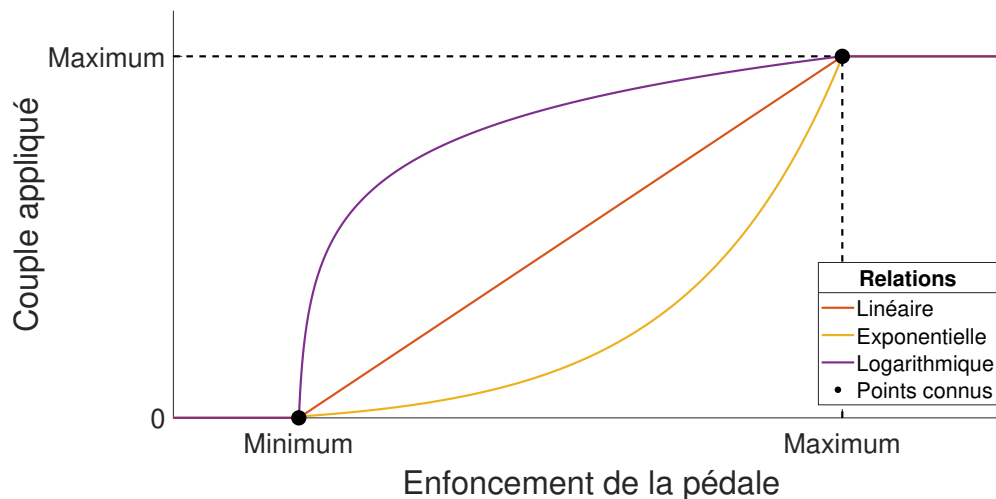


FIGURE 2.16 – Relations théoriques entre l'enfoncement de la pédale et le couple appliqué à une roue

Evidemment, les valeurs extrêmes des pédales et du couple maximal sont différentes pour l'accélération et le freinage ainsi que pour les roues avant et arrière. Finalement, signalons qu'une seule pédale peut être actionnée à la fois. Dans le cas contraire, la voiture réagit comme si aucune des pédales n'était enfoncée.

2.5.2 Consignes imposées

Nous avons testé les différentes relations séparément, ce qui nous fait un total de 6 simulations au total : 3 relations en accélérations et 3 en freinage.

Afin de les comparer au mieux, nous avons essayé d'imposer une consigne similaire d'un essai à l'autre. C'est ce qui est représenté sur les Figures 2.17 pour l'accélération et 2.18 pour le freinage. Nous constatons que l'enfoncement est fait progressivement sur plusieurs secondes et de manière relativement similaire.

Remarquons également que la réponse du potentiomètre est exprimée en Volts. Nous avons en effet reconverti les valeurs discrètes réceptionnées par l'ordinateur (voir section 2.3.1) en tension pour une meilleure compréhension. Cela permet également de montrer que la plage de tension ne s'étale pas de 0 à 3.3 V. Effectivement, comme vu dans la section 2.2.2, nous n'exploitons pas la totalité de la course des potentiomètres.

Les valeurs utilisées pour les interpolations de la Figure 2.16 sont données dans la table 2.5. Celles-ci sont à combiner avec les valeurs des couples afin de déterminer les relations.

	Valeur minimale (au repos)		Valeur maximale (enfoncée)	
	Tension [V]	Discrète [-]	Tension [V]	Discrète [-]
Accélérateur	0.93	7500	2.75	22000
Frein	0.06	500	1.75	14000

TABLE 2.5 – Abscisses des points utilisés pour les interpolations

Il est évident que cela correspond aux données des graphes ci-dessous, en prenant compte d'une légère marge de sécurité étant donné que la tension mesurée n'est pas parfaitement stable.

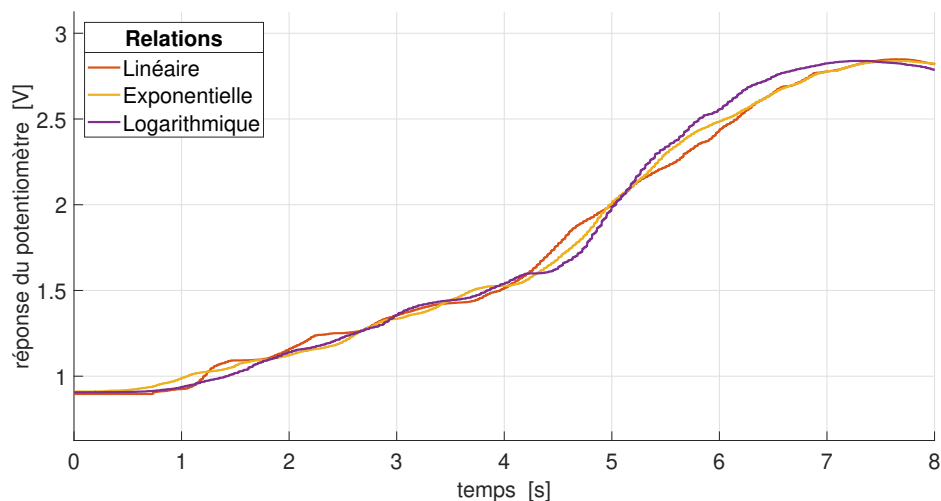


FIGURE 2.17 – Consignes imposées lors des simulations en accélération

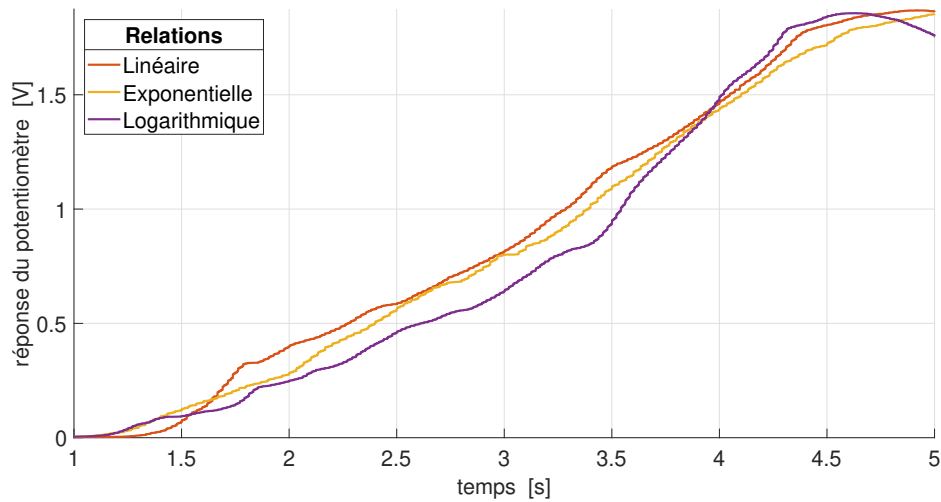


FIGURE 2.18 – Consignes imposées lors des simulations en freinage

2.5.3 Accélération

Les résultats obtenus pour l'accélération sont donnés sur la Figure 2.19.

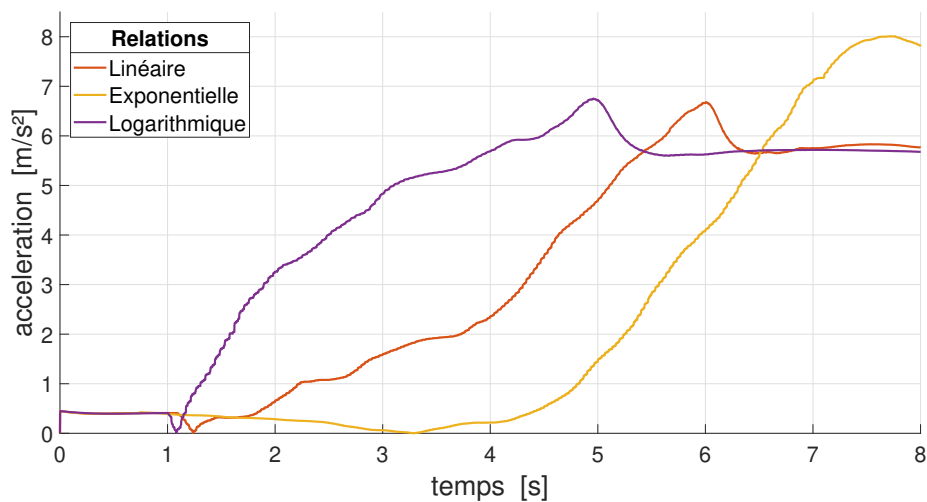


FIGURE 2.19 – Accélération du véhicule pour différentes relations

Le premier élément notable est la petite impulsion aux alentours de $t = 1$ [s], c'est-à-dire au moment où la tension de sortie dépasse 0.93 Volt (table 2.5). Avant cet instant, la voiture ralentit naturellement à cause de la résistance au roulement et l'accélération est en réalité négative. Ce n'est pas le cas sur ce graphe étant

donné qu'il représente la norme du vecteur $\{a_x, a_y\}$ (où a_x est l'accélération dans la direction x et a_y l'accélération dans la direction y) étant donné que le véhicule n'est pas parfaitement aligné avec l'axe x .

Ce pic est par conséquent négligeable et résulte uniquement du traitement des données après la simulation.

Ensuite, la relation exponentielle comporte un dépassement important d'environ 40% par rapport à l'accélération maximale souhaitée et ne l'atteindra même pas. Nous préférons alors les lois linéaire et logarithmique dont le dépassement est plus faible.

Pour n'en sélectionner qu'une, l'idéal serait de comparer ces données avec celles d'une vraie voiture. La relation linéaire est cependant préférable car nous pouvons contrôler plus directement l'accélération imposée.

Notons que des études concernant la relation entre l'enfoncement de la pédale et l'accélération du véhicule existent [35] mais sortent légèrement du cadre de ce mémoire étant donné que cela fait intervenir le fonctionnement du moteur.

2.5.4 Freinage

Les résultats obtenus pour la décélération sont donnés sur la Figure 2.20. Comme pour l'accélération, la relation exponentielle est moins proche des valeurs souhaitées et nous pouvons tirer la même conclusion.

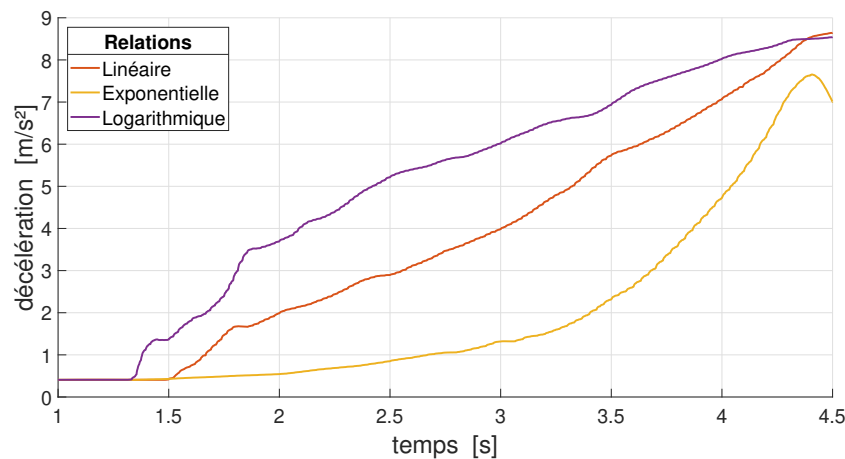


FIGURE 2.20 – Décélération du véhicule pour différentes relations

Chapitre 3

Analyses dynamiques

L'objectif de ce chapitre est d'illustrer l'impact de certains paramètres sur la conduite du véhicule et plus précisément sur le ressenti du conducteur via le retour haptique du volant.

3.1 Modèle utilisé et définitions

Avant de développer les différentes analyses effectuées sur le simulateur, il est important de préciser la structure du système multicorps ainsi que les différents paramètres qui influenceront les simulations.

Les explications et définitions des sections 3.1.1 et 3.1.2 sont en majorité tirées du cours de Dynamique des Véhicules [22].

Le modèle du train avant et des suspensions est expliqué à la section 1.3. Nous ne développerons ici que les éléments qui interviennent dans nos simulations. Nous expliquerons ensuite la modélisation de la remorque de type *tiny-house*.

Signalons enfin une modification faite au niveau du couple ressenti : un terme d'amortissement proportionnel à la vitesse du volant a été ajouté afin d'éviter les oscillations lors du retour. En effet, le mouvement était sous-amorti auparavant, alors qu'en pratique, nous n'observons pas de balancement du volant autour de sa position initiale.

3.1.1 Définition du caractère sur- et sous-vireur

Définition formelle

Nous pouvons définir le survirage et le sous-virage par rapport à la géométrie d'*Ackermann* représentée à la Figure 3.1, qui est le cas - idéal - où l'orientation des

roues est telle que les centres instantanés de rotation sont confondus. Il n'y a dans ce cas pas de glissement latéral des pneus dû au virage.

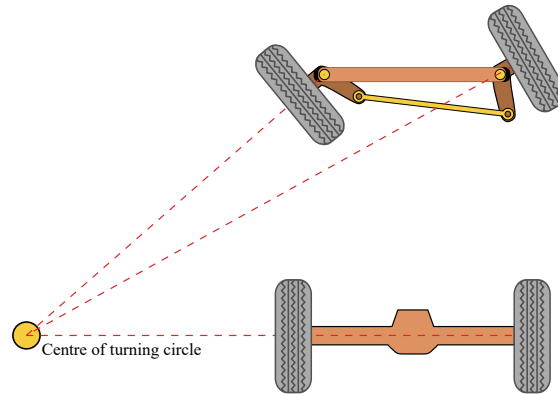


FIGURE 3.1 – Géométrie directionnelle d’Ackermann - Tiré de [36]

Si la différence entre le braquage nécessaire au virage et le braquage d’Ackermann augmente avec l’accélération latérale (et donc la vitesse), on dit que le véhicule est *sous-vireur*.

A l’inverse, si la différence entre les deux braquages diminue quand la vitesse augmente, le véhicule est *sur-vireur*.

Définition pratique

D’un point de vue plus pratique, nous pouvons décrire ce phénomène via le glissement des roues, c’est-à-dire de manière générale lorsque les forces latérales agissant sur les pneus diminuent.

- Si les roues avant commencent à glisser alors que les roues arrière ont de l’adhérence, le véhicule *tournera moins* que s’il était en adhérence totale, nous sommes alors en sous-virage.
- Si les roues arrière commencent à glisser alors que les roues avant ont de l’adhérence, le véhicule *tournera plus* que s’il était en adhérence totale, nous sommes alors en sur-virage.

3.1.2 Géométrie des suspensions

Comme expliqué ci-dessus, nous n’aborderons que les paramètres qui nous intéressent, à savoir les angles d’inclinaison et de chasse de l’axe de pivot des roues directrices avant.

Angle d'inclinaison de l'axe de pivot et déport

Le premier paramètre caractéristique qui nous intéresse est l'inclinaison des axes de pivot. Pour une meilleure compréhension, voici d'abord quelques définitions :

- **Axe de pivot** : axe autour duquel la roue braque.
- α : **Angle d'inclinaison** de l'axe de pivot : angle entre
 - D_{yz} : la projection de l'axe de pivot sur le plan vertical $\{y, z\}$ (transversal)
 - le plan vertical $\{x, z\}$ (longitudinal)
 Cet angle α est positif si D_{yz} "monte vers" l'intérieur du véhicule.
- d : **Déport au sol** de l'axe de pivot : distance entre
 - i : le point de percée de l'axe de pivot dans le sol
 - T : l'intersection entre le **plan médian** de la roue et le sol
 On dit que le déport d est positif si i se trouve du côté intérieur du véhicule.

Ces grandeurs sont représentées sur la Figure 3.2 où les roues sont vues de face et l'intérieur de la voiture vers la droite. L'angle d'inclinaison est positif dans les deux cas et le déport est positif pour la roue de gauche et négatif pour celle de droite.

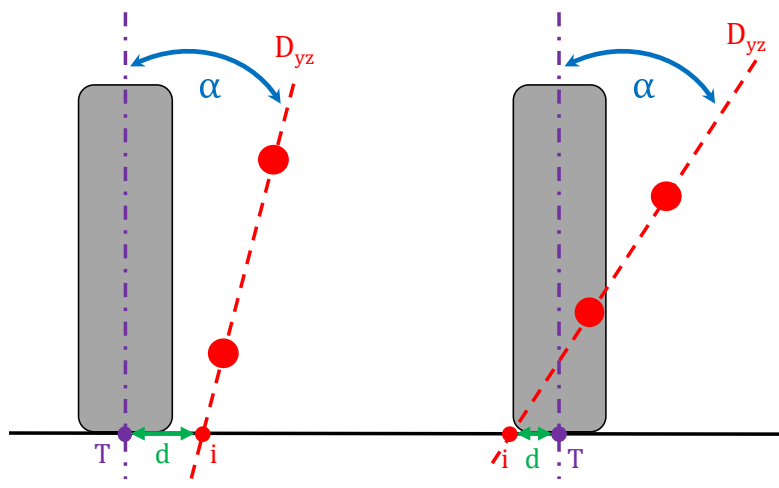


FIGURE 3.2 – Inclinaison de l'axe de pivot : paramètres caractéristiques

Nous le verrons par la suite, le déport au sol aura un impact sur le comportement du véhicule :

- A l'arrêt, un *déport non-nul* permet un braquage aisé. En effet, s'il ne l'est pas, le pneu pivote sur lui-même et cela peut induire de l'usure et un temps de réponse dynamique élevé.
- Cependant, un *déport nul* rendra le véhicule moins sensible aux perturbations longitudinales tel un nid de poule par exemple. Plus le déport est grand,

plus la force induira un moment impulsif important qui sera transmis au volant.

- Finalement, nous verrons qu'un déport négatif apporte une stabilité en cas de freinage, illustrée sur la Figure 3.3 dans laquelle le train avant est vu du dessus et avance à une vitesse V .

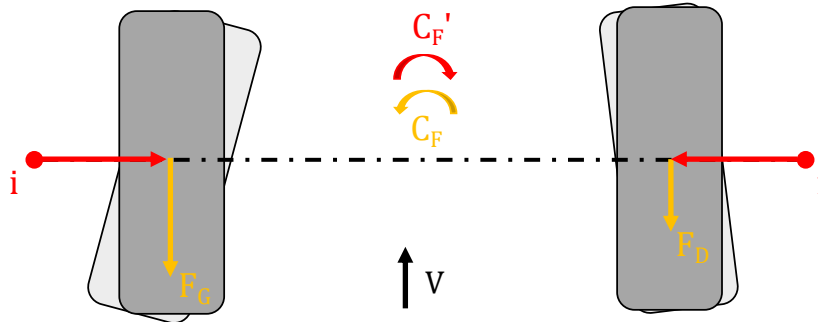


FIGURE 3.3 – Influence du déport négatif en freinage

Imaginons le cas où l'adhérence de la roue gauche est supérieure à celle de la roue droite. Lors du freinage, nous aurons une force longitudinale plus grande à gauche qu'à droite : $F_G > F_D$. Par conséquent, nous verrons apparaître un couple déstabilisateur C_F .

Si les déports sont négatifs et identiques, les forces de freinage induiront un moment de force sur chaque roue dont la résultante est un couple C'_F qui va *stabiliser* la direction.

Par conséquent, on préférera en général un couple légèrement négatif, compromis entre ces trois éléments.

Angle de chasse de l'axe de pivot

Le deuxième paramètre important est l'angle de chasse de l'axe de pivot. A nouveau, voici deux définitions :

- β : **Angle de chasse** de l'axe de pivot : angle entre
 - D_{xz} : la projection de l'axe de pivot sur le plan vertical $\{x, z\}$ (longitudinal)
 - le plan vertical $\{y, z\}$ (transversal)
 Cet angle β est positif si D_{xz} "monte vers" l'arrière du véhicule.
- c : **Chasse** : distance entre
 - h : la projection orthogonale de i sur le plan médian de la roue
 - le point de contact de la roue

On dit que la chasse c est positive si h se trouve en avant du point de contact.

Ces grandeurs sont représentées sur la Figure 3.4 où la roue est vue de profil, avec l'avant du véhicule vers la droite. Dans ce cas, l'angle de chasse et la chasse sont positifs.

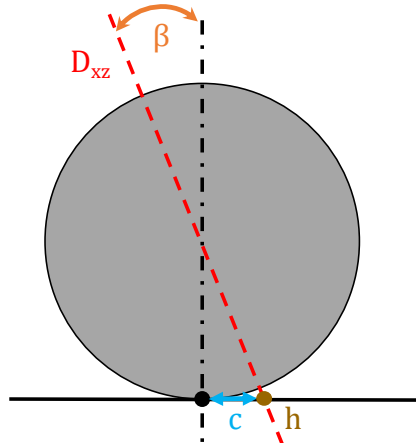


FIGURE 3.4 – Chasse : paramètres caractéristiques

Avantages	<ul style="list-style-type: none"> — Effet auto-stabilisant dû au moment de la force de contact qui permet de réaligner la roue ; c'est principalement cela qui nous intéressera lors des simulations. Le moment de force autour de l'axe de pivot induit par les forces latérales est donné par l'équation 3.1, où c est la chasse et F_{lat} la force qui s'exerce perpendiculairement sur la roue. $M_{chasse} = F_{lat} \cdot c \quad (3.1)$ — Contre-carrossage induit aux deux roues ¹
Inconvénient	<ul style="list-style-type: none"> — Effort de direction accru en raison du glissement

TABLE 3.1 – Avantages et inconvénients d'une chasse positive

1. De manière simplifiée, l'*angle de carrossage* d'un essieu est l'angle entre le plan médian de la roue et la verticale. Le contre-carrossage permet une meilleure adhérence lors des virages.

En pratique, on ne trouvera jamais de véhicule avec une chasse négative mais toujours positive.

Le tableau 3.1 reprend les différents arguments qui conduisent à ce choix. Notons que nous n'avons ici qu'un seul inconvénient qui n'en est pas réellement un, au vu de la technologie actuelle en matière de direction assistée et d'aide à la conduite.

3.1.3 Remorque type *tiny-house*

Le modèle décrit ci-dessous provient du travail de *Martin De Jaeger* et de *Gauthier Nève* dans le cadre du cours de Dynamique des Véhicules [37]. Ce projet consistait en la modélisation d'une voiture avec remorque, laquelle est en réalité une micro-maison (*tiny-house*) dont les dimensions sont particulièrement importantes : masse, longueur, hauteur du centre de masse, etc.

La visualisation Robotran de l'ensemble est donnée à la Figure 3.5.

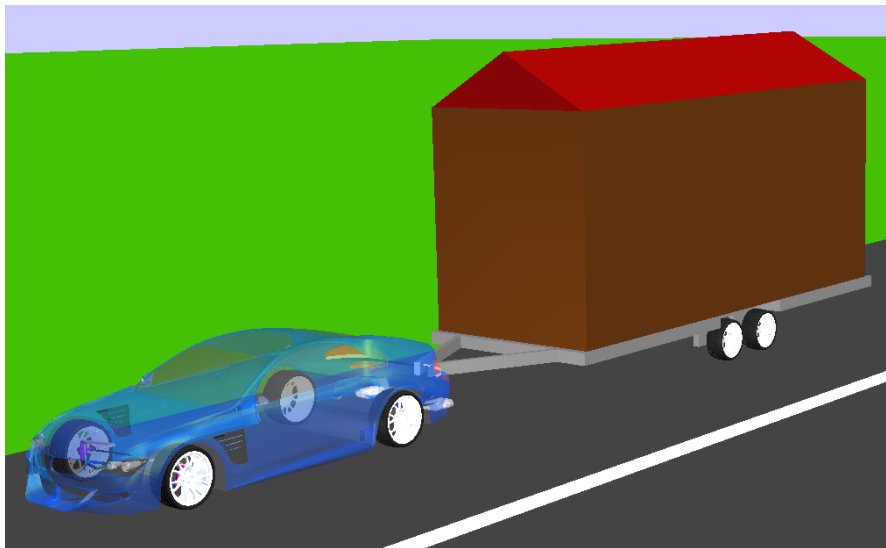


FIGURE 3.5 – Visualisation de l'ensemble voiture-remorque

Modification de la voiture

Nous sommes partis de la même voiture que dans les cas précédents. Cependant, celle-ci étant trop légère comparée à la remorque à tracter qui pèse plus de 2,5 tonnes, nous avons dû effectuer les changements repris dans la table 3.2 pour se rapprocher d'un véhicule de type *4x4*, plus adapté à la traction de telles charges.

	Voiture seule	Voiture avec remorque
Masse [kg]	1661	2209
Empattement [m]	2.76	2.89
Voie [m]	1.50	1.66

TABLE 3.2 – Différences entre les deux voitures

Pour rappel, l'empattement est la distance entre les roues avant et arrière tandis que la voie est la distance entre les deux roues d'un même essieu.

Les raideurs des suspensions ont également été augmentées d'un facteur proportionnel à l'augmentation de la masse du châssis afin de garder une compression des ressorts x similaire ; comme $F = k \cdot x$, si le poids du châssis F augmente, la raideur k des ressorts doit subir un changement proportionnel.

Le centre de masse du châssis, quant à lui, a été légèrement relevé tout en restant dans la partie inférieure du véhicule tandis que la géométrie des suspensions n'a pas subi de modification.

Modèle de la remorque

En ce qui concerne la remorque en elle-même, plusieurs hypothèses ont été faites.

Simplification de la géométrie Tout d'abord, nous pouvons distinguer d'une part le *plateau* qui contient les roues de la remorque et d'autre part le *chargement* (la *tiny-house*). L'assemblage entre ces deux parties est fait de manière rigide, c'est-à-dire sans mouvement relatif.

Nous considérons également que le plateau est attaché à la voiture au moyen d'une rotule parfaite sans friction.

Masses et inerties Afin de simplifier le calcul de l'inertie, le plateau est décomposé tel que sur la Figure 3.6. Concernant les roues, la remorque en comporte deux de chaque côté comme illustré ci-dessous. Le modèle de contact est identique à celui implémenté pour celles de la voiture et la seule différence est leur diamètre qui est légèrement réduit pour la remorque.

Le chargement, quant à lui, est approximé par un parallélépipède rectangle - non représenté ci-dessous - et la masse totale de la remorque est égale à 2600 kg.

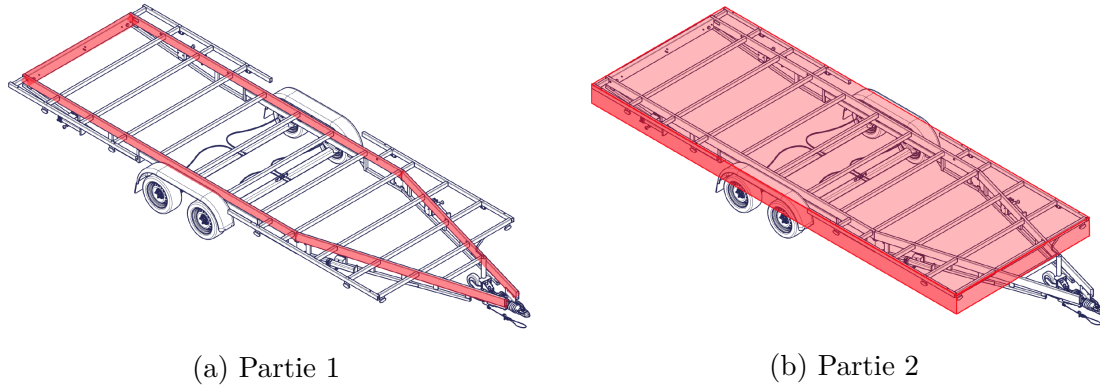


FIGURE 3.6 – Décomposition du plateau de la remorque - Tiré de [37]

Système d'auto-freinage La remorque nécessite d'être auto-freinée [38], c'est-à-dire que nous allons appliquer sur les roues un couple de freinage proportionnel à la force longitudinale qu'exerce la remorque sur la voiture. En d'autres termes, lorsque la voiture est poussée par son chargement, ce dernier sera ralenti.

Selon le code de la route, « *le fonctionnement du frein de service doit être tel que [...] la somme des forces exercées à la périphérie des roues soit au moins égale à 25% du poids maximal supporté par les roues en condition statique* » [34]. Dans notre cas, le PTAC (poids total autorisé en charge) correspond à une masse de 3500 kg.

$$F_{frein,tot} = 25\% \cdot PTAC \cdot g \quad (3.2)$$

$$C_{frein} = \frac{F_{frein,tot}}{4} \cdot r_{roue} = 563 \text{ [N}\cdot\text{m]} \quad (3.3)$$

Nous appliquerons par conséquent un couple de freinage 563 Nm sur chaque roue de la remorque lorsque cela sera nécessaire.

3.2 Etudes paramétriques

Pour les analyses suivantes, nous partirons à chaque fois du même véhicule, à savoir la voiture présentée à la section 1.3, dont nous modifierons l'un ou l'autre paramètre.

Dans les deux premiers cas, nous effectuerons des analyses à vitesse constante lors d'un virage vers la droite présenté à la Figure 3.7 et dont le rayon mesure 25 mètres. Nous n'utilisons donc pas les pédales mais bien le contrôleur PID ; cela se justifie par le fait que nous allons étudier le transfert de charge gauche-droite et non pas avant-arrière comme cela serait le cas lors d'un changement de vitesse.

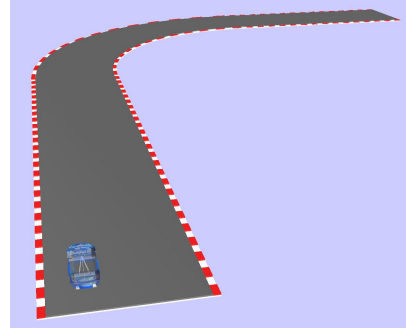


FIGURE 3.7 – Tournant utilisé lors des simulations

3.2.1 Barre anti-roulis

Nous allons d'abord nous intéresser à l'impact des raideurs des barres anti-roulis avant et arrière. Ce paramètre fut étudié dans le cadre d'un projet du cours de Dynamique des Véhicules [39] dont les résultats se trouvent dans l'annexe B.

Transfert de charge et forces verticales Pour commencer, il est important de comprendre le concept de *transfert de charge*. On peut le définir comme la variation des forces verticales exercées aux points de contact des roues lors d'un changement de direction ou de vitesse. Nous pouvons par exemple écrire :

$$R_{av,gauche} = R_{av,gauche,statique} - T_{ch} \quad (3.4)$$

$$R_{av,droite} = R_{av,droite,statique} + T_{ch} \quad (3.5)$$

où T_{ch} est le transfert de charge, ici de la roue avant gauche vers la roue avant droite, ce qui pourrait être le cas lors d'un virage vers la gauche.

Il est possible de démontrer qu'il peut s'exprimer tel que dans l'équation 3.6, où pour chaque train, v est la distance entre les deux roues (la voie), h est la distance verticale entre l'essieu et l'axe de roulis, F_e est la force exercée par le châssis sur l'essieu, ϕ est l'angle de roulis et finalement K est la raideur équivalente en roulis

du train, qui inclut les suspensions et la barre anti-roulis.

$$T_{ch} = \frac{F_e h}{v} + \frac{K\phi}{v} \quad (3.6)$$

Nous n'allons considérer que ce dernier paramètre par la suite, toutes les autres variables étant identiques d'une simulation à l'autre. Les suspensions seront également inchangées tandis que dans la première simulation, nous doublerons la raideur de la barre anti-roulis avant et que dans la deuxième, la raideur de la barre anti-roulis arrière sera augmentée.

La démonstration menant à l'expression 3.6 est faite dans le cours de Dynamique des Véhicules et il n'est pas utile de la reprendre ici. Retenons uniquement la conclusion qui nous intéresse : *le transfert de charge latéral en virage augmente avec la raideur en roulis.*

Forces latérales Ensuite, nous pouvons voir que lorsqu'on *augmente la raideur en roulis* d'un train (avant OU arrière), *la force latérale des deux roues de ce même train diminue.*

Ceci s'explique par la non-linéarité de la relation entre les forces verticale et latérale agissant sur le pneu tel qu'illustré sur la Figure 3.8, où les traits orange correspondent au cas où la raideur en roulis est augmentée par rapport aux traits bleus.

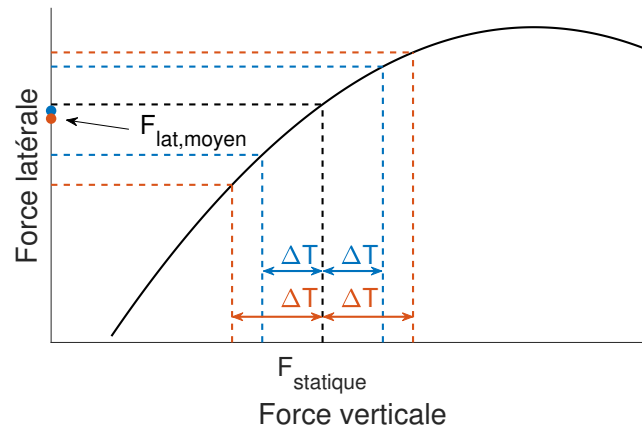


FIGURE 3.8 – Relation entre les forces verticales et latérales - Adapté de [22]

On observe alors une dégradation de la qualité d'adhérence quand la force verticale augmente et donc que la moyenne des forces latérales diminue quand K

augmente.

Les forces latérales mesurées en simulation sont visibles sur les Figures 3.9 et 3.10. Pour plus de clarté, les Figures 3.11 et 3.12 reprennent respectivement la moyenne des forces latérales avant et arrière.

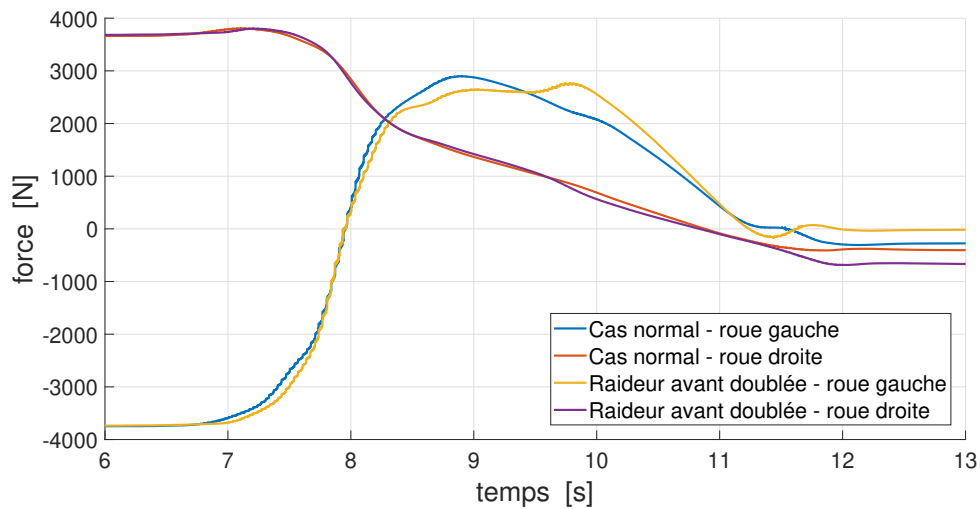


FIGURE 3.9 – Forces latérales aux points de contact des roues avant pour différentes raideurs de barre anti-roulis avant

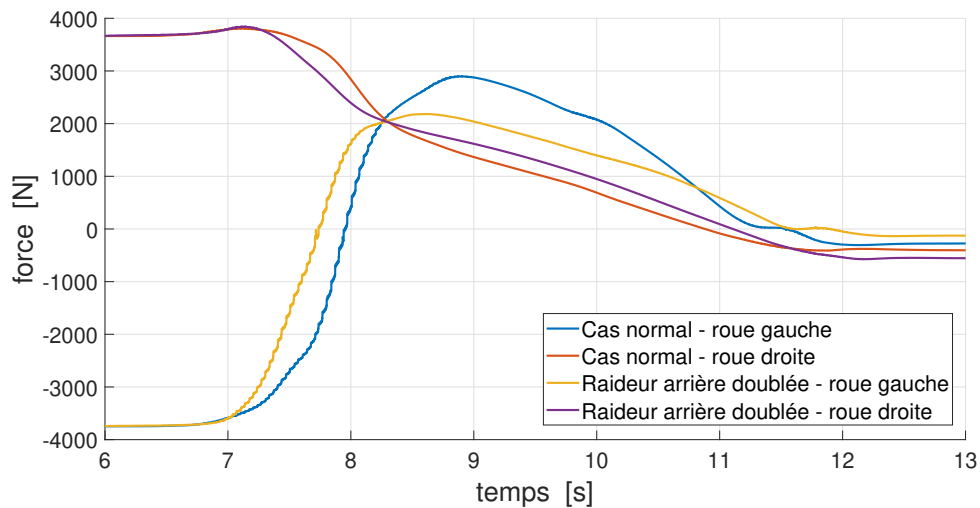


FIGURE 3.10 – Forces latérales aux points de contact des roues arrière pour différentes raideurs de barre anti-roulis arrière

Nous observons que les résultats obtenus correspondent bien à nos attentes comme en témoignent les graphes ci-dessous : la force latérale de l'essieu diminue quand sa raideur en roulis augmente.

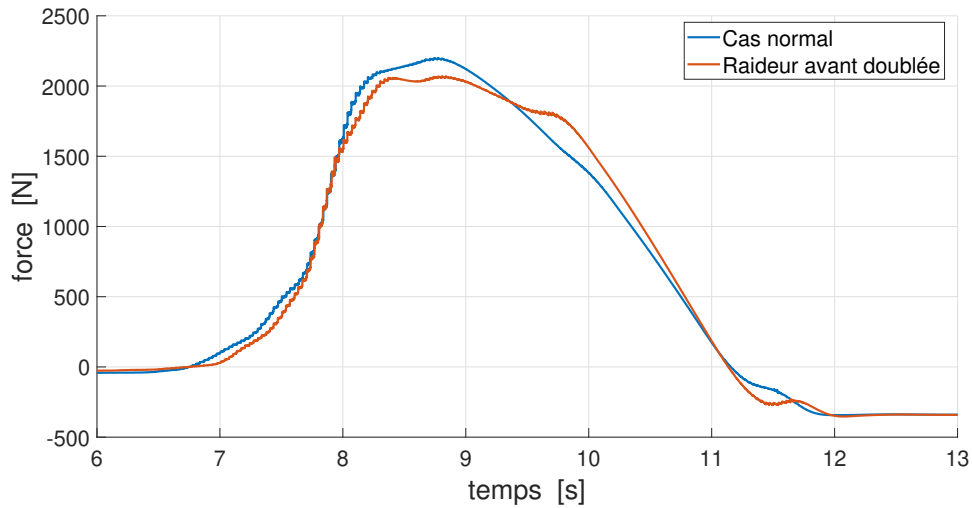


FIGURE 3.11 – Moyenne des forces latérales avant pour différentes raideurs de barre anti-roulis avant

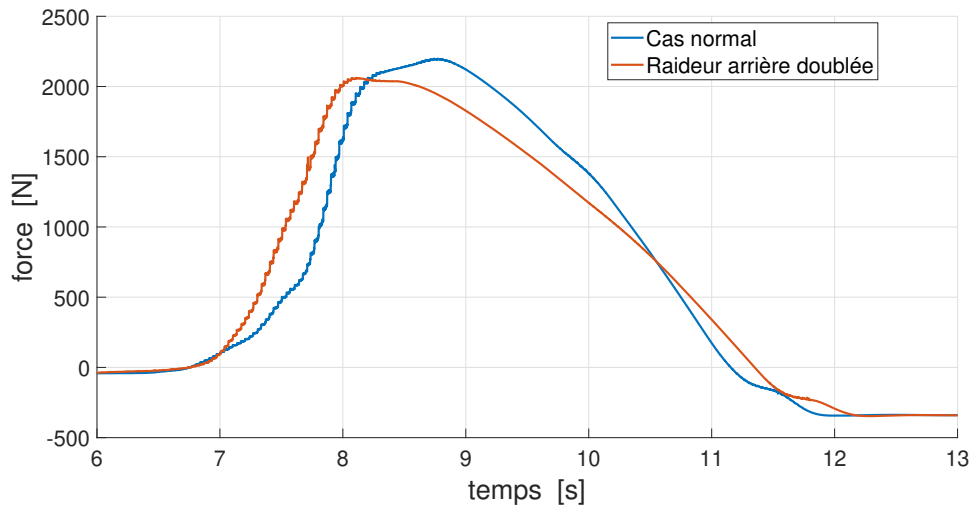


FIGURE 3.12 – Moyenne des forces latérales arrière pour différentes raideurs de barre anti-roulis arrière

Influence sur le caractère sur- ou sous-vireur du véhicule Cette variation des forces latérales a un impact significatif sur le comportement de la voiture en courbe. Si nous voulons par exemple suivre la même trajectoire pour plusieurs configurations de barre anti-roulis, une diminution ou une augmentation des forces latérales obligera le conducteur à ajuster le braquage des roues. C'est ici que l'on rencontre l'intérêt du simulateur : l'utilisateur peut désormais se rendre compte en temps-réel du comportement du véhicule.

La Figure 3.13 représente la trajectoire du véhicule lors d'un virage à droite dans 3 cas différents. La courbe bleue correspond à la situation "normale", c'est-à-dire avec les raideurs des barres anti-roulis initiales. Les courbes orange et jaune correspondent respectivement aux cas où les raideurs des barres avant et arrière ont été doublées tout en conservant l'autre inchangée. Afin que les résultats soient plus parlants, la modification de la raideur a été faite en plein virage et cet instant est mis en évidence sur les prochains graphes.

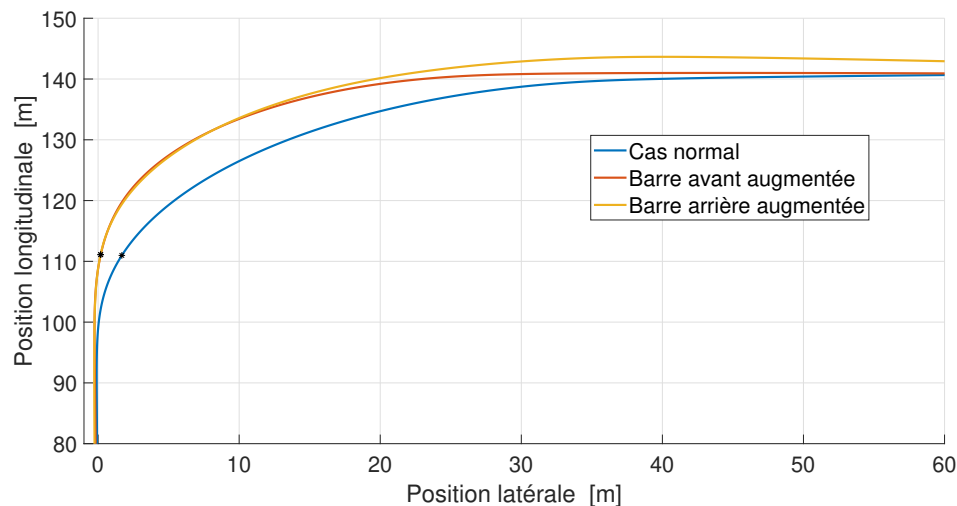


FIGURE 3.13 – Trajectoire du véhicule pour différentes configurations de barre anti-roulis

Pour que la comparaison de trajectoire ait du sens, il est important de s'intéresser également à la position du volant en fonction du temps lors des simulations. Cela est repris sur la Figure 3.14 avec le même code couleur que ci-dessus.

Tout d'abord, notons que la trajectoire du cas normal est un peu différente des deux autres ; cela s'explique simplement par le fait que l'utilisateur a amorcé son tournant plus tôt (environ 0.5 seconde selon la Figure 3.14).

Ensuite, pour les deux autres situations, si nous comparons les différentes positions du volant au milieu du virage, c'est-à-dire après la phase transitoire, il est marquant que dans le cas où la raideur avant est doublée, le conducteur a braqué davantage pour atteindre une trajectoire relativement similaire. Effectivement, comme les forces latérales sont réduites sur les roues avant, il est nécessaire de contrer cet effet en augmentant l'angle de braquage. Nous pouvons alors tirer une première conclusion : **augmenter la raideur en roulis du train avant rend la voiture sous-vireuse.**

De la même manière, **augmenter la raideur en roulis du train arrière rend la voiture sur-vireuse.** Ici, cela est moins marquant sur la Figure 3.14; la position du volant au milieu du virage (au temps $t \approx 9.5$ [s] par exemple) est similaire au cas normal. Cela est dû aux conditions expérimentales et à l'interaction humaine ; le virage n'a pas été pris de la même façon, tel qu'expliqué précédemment. Toutefois, vers la fin du tournant ($t \approx 11$ [s]), le volant a été légèrement relâché pour se rapprocher de la trajectoire désirée et éviter le sur-virage.

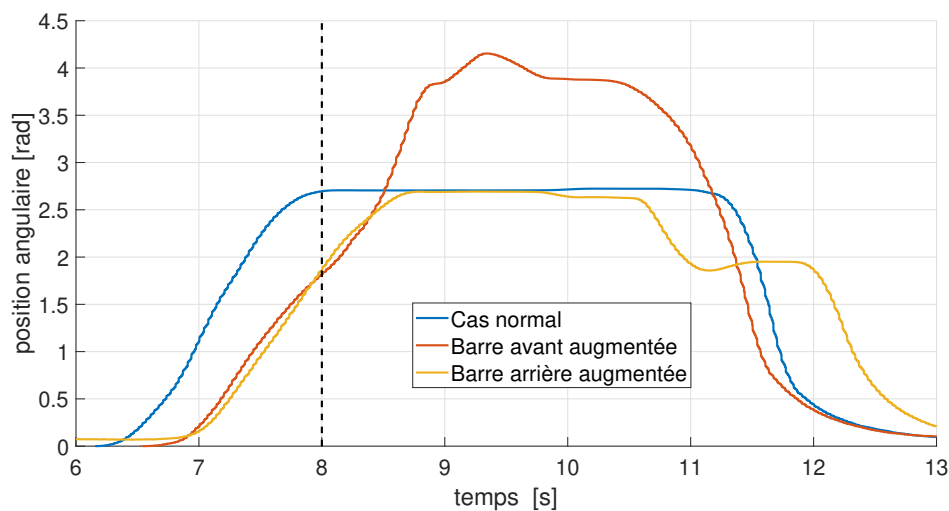


FIGURE 3.14 – Position du volant pour différentes configurations de barre anti-roulis

Le couple mesuré via Robotran est repris sur la Figure 3.15. Nous observons que dans le cas où la raideur arrière est augmentée, il est plus élevé alors que la position du volant est la même que dans le cas normal. Cela rejoint nos conclusions précédentes : pour obtenir un couple - et par conséquent une force latérale au sol - identique au cas normal, le conducteur doit réduire l'angle de braquage car la voiture est bien sur-vireuse ici.

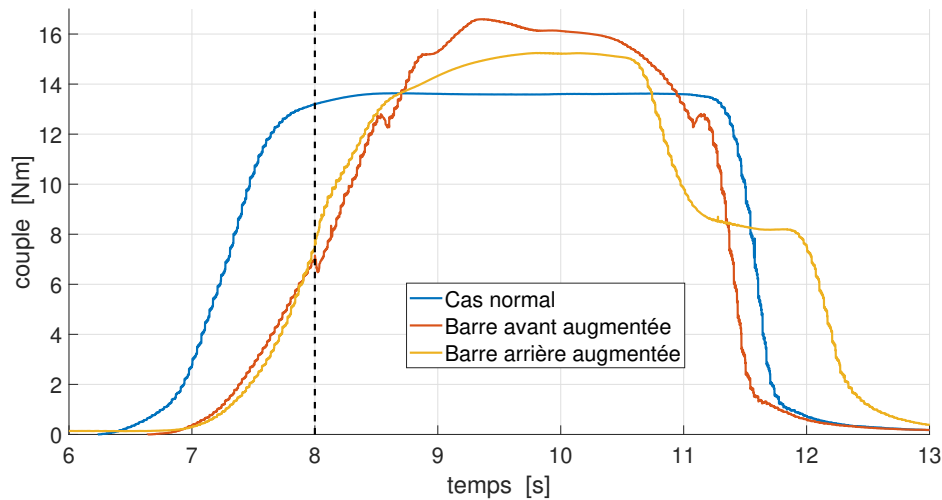


FIGURE 3.15 – Couple dans le volant pour différentes configurations de barre anti-roulis

Finalement, au moment où la raideur est modifiée ($t = 8$ [s]), on constate une variation de couple.

Si l'on regarde la courbe orange par exemple, il diminue; cela est mis en évidence sur la Figure 3.16. En effet, à l'instant où la raideur de la barre avant est doublée, les forces latérales avant diminuent alors que la position du volant ne change pas; on émet l'hypothèse raisonnable que le temps de réaction de l'utilisateur est non-nul. Or, pour un braquage constant, nous avons vu qu'une diminution des forces latérales implique une diminution du couple.

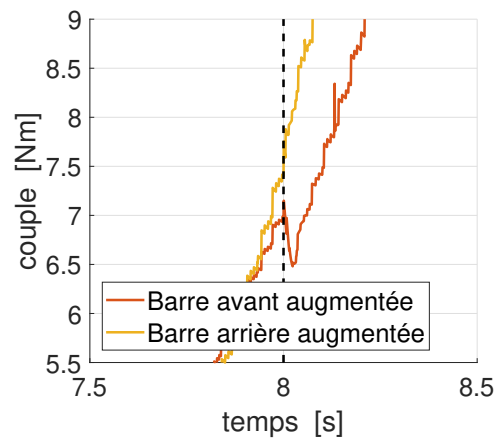


FIGURE 3.16 – Couple dans le volant (zoom)

3.2.2 Angle de chasse

Penchons-nous maintenant sur l'angle de chasse de l'axe de pivot. Pour la suite, nous avons considéré plusieurs cas repris dans la table 3.3.

Dans les trois premiers, nous avons modifié la position des extrémités des bras de

suspension inférieurs gauche et droits selon l'axe longitudinal x . Ils ont respectivement été avancés de 1, 2 et 3 centimètres par rapport à l'extrémité du bras de suspension supérieur associé. Dans le dernier cas, la chasse de la roue droite est deux fois plus grande que celle de la roue gauche.

Notons que l'angle et la chasse sont toujours positifs pour les raisons expliquées dans la table 3.1.

	Angle de chasse [°]		Chasse [mm]	
	gauche	droite	gauche	droite
Cas 1	2.86		19	
Cas 2	5.71		38	
Cas 3	8.53		57	
Cas 4	2.86	5.71	19	38

TABLE 3.3 – Paramètres de chasse pour les différentes simulations

Comparaison des différents cas symétriques Tout comme dans la section précédente, les résultats ci-dessous sont obtenus lors de virages à droite à vitesse constante. La position et le couple du volant sont donnés sur les Figures 3.17 et 3.18.

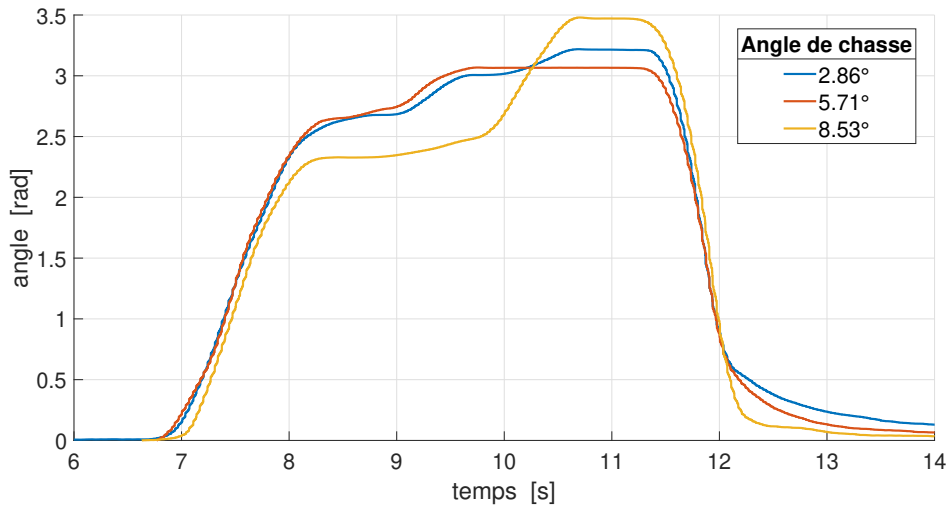


FIGURE 3.17 – Position du volant lors des différentes simulations

A nouveau, il est à noter ici l'importance du facteur humain dans les simulations ; la position du volant varie d'une fois à l'autre car il est difficile de reproduire exactement le même mouvement et d'imposer le même angle au volant. Nous

verrons néanmoins que les résultats obtenus sont cohérents entre eux, d'où l'intérêt du démonstrateur.

Cependant, si nous nous penchons sur les courbes bleues et orange de la Figure 3.18, il est clair que le couple est plus important dans la deuxième situation (c'est-à-dire avec un angle de chasse plus grand), bien que le braquage soit moindre tel qu'illustré sur la Figure 3.17.

La conclusion principale que l'on peut tirer de ces graphes et qu'une modification de l'angle de chasse se traduira en une variation du couple dans le volant : **plus la chasse est grande, plus le couple d'auto-alignement sera grand.**

En effet, lors d'un virage, la force centripète s'appliquant sur l'aire de contact du pneu va générer un moment de force autour de l'axe de pivot tendant à ramener les roues dans leur position initiale. Ce moment de force sera d'autant plus élevé que la distance entre le point de percée de l'axe de pivot et la surface de contact (= la chasse) sera importante, pour une force centripète constante.

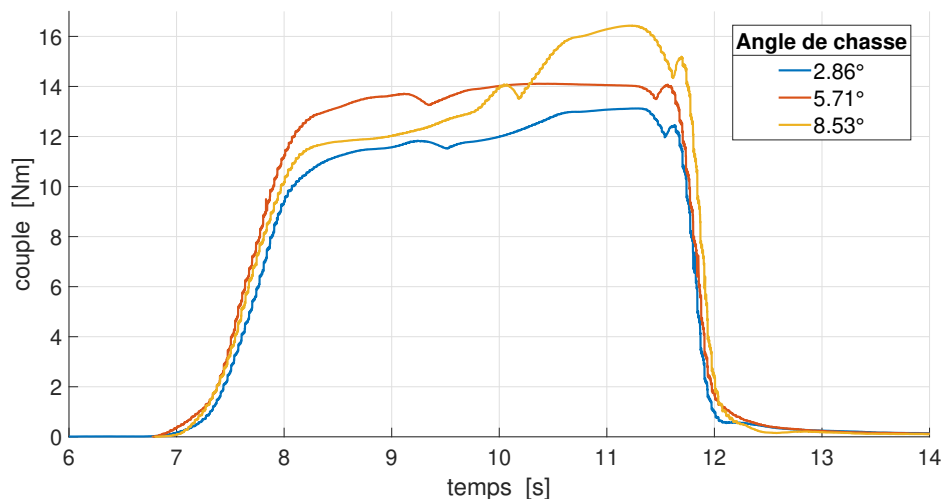


FIGURE 3.18 – Couple dans le volant pour différents angles de chasse

Influence de chasses différentes à gauche et à droite Nous nous sommes ensuite demandé ce qu'il se passerait si les angles de chasse étaient différents sur les deux roues avant. Nous allons alors considérer les cas 2 et 4 de la table 3.3.

Tout d'abord, la Figure 3.19 nous donne la trajectoire du véhicule lors des deux simulations. Nous voyons clairement que celui-ci tend à tirer vers le côté où la chasse est la plus faible.

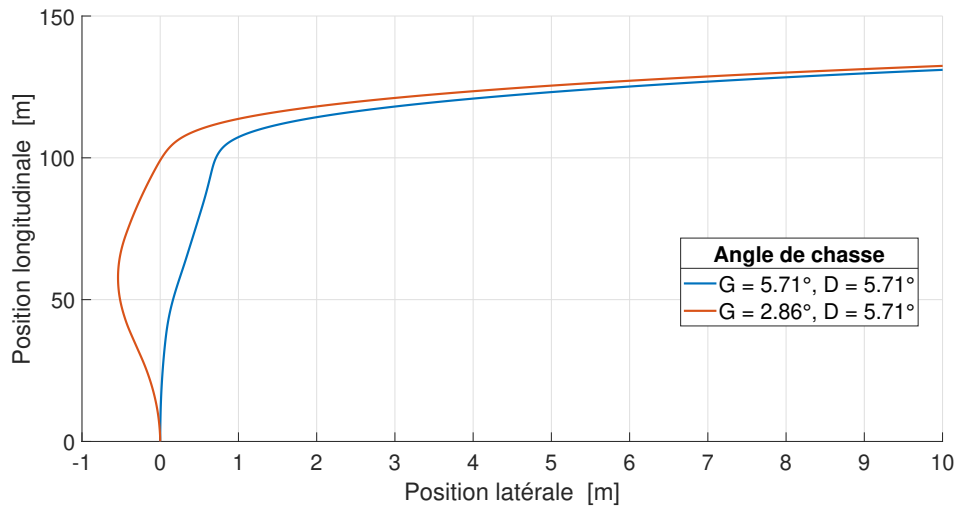


FIGURE 3.19 – Trajectoire de la voiture pour des angles de chasse asymétriques

Si le déport de pivot était exactement nul, le véhicule n'aurait pas dévié de la ligne droite car aucun moment de force n'aurait été induit sur les roues, mais ce n'est pas le cas ici². De ce fait, la position initiale du volant n'est pas nulle, comme nous pouvons le voir sur la Figure 3.20; l'utilisateur a commencé à braquer pour ramener la voiture sur une trajectoire rectiligne.

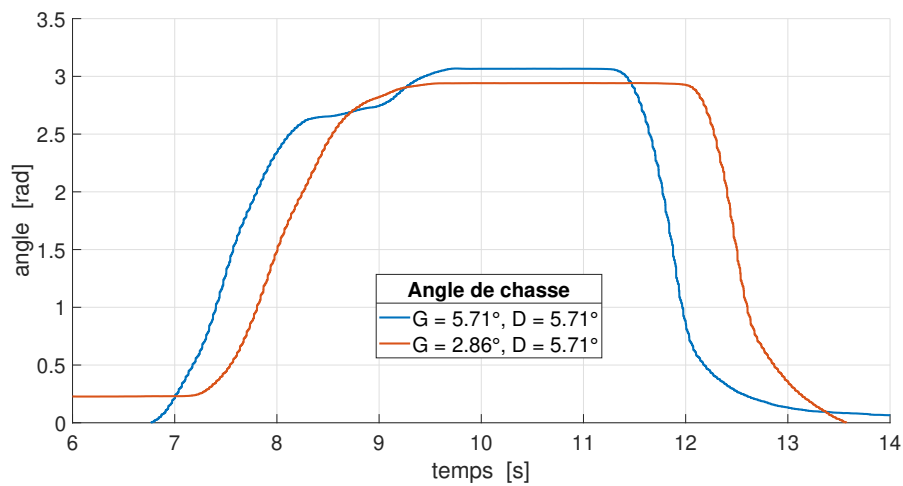


FIGURE 3.20 – Position du volant lors des différentes simulations

2. Pour être tout à fait précis, il existe un couple résultant sur le pneu dû à la surface de contact et à l'élasticité du pneu (section 1.3.2) mais il est négligeable comparé aux moments induits par rapport à l'axe de pivot.

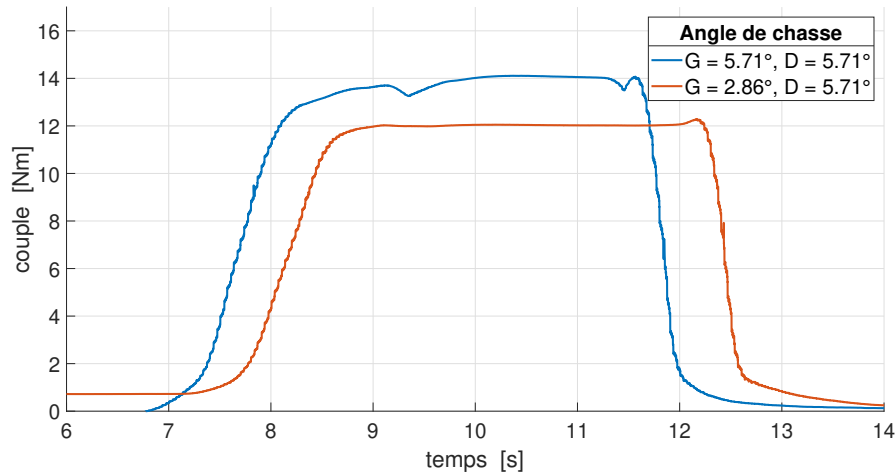


FIGURE 3.21 – Couple dans le volant pour des angles de chasse asymétriques

L'asymétrie des chasses se traduit également en une variation du couple de retour. La courbe orange de la Figure 3.21 correspond en effet à des valeurs de couple plus faible que la bleue et ce pour deux raisons :

- Premièrement, nous avons vu que la trajectoire n'est pas réellement un tournant à 90 degrés ; la voiture est initialement orientée vers la droite avant le virage lorsque les chasses sont différentes. Elle doit par conséquent moins braquer pour pouvoir suivre la route. Cela est confirmé par le graphe de la Figure 3.20.
- Deuxièmement, la cause principale est, comme expliqué plus haut, qu'une chasse réduite sur la roue gauche implique forcément un moment de force plus faible sur cette même roue et ainsi un couple résultant plus petit sur la colonne de direction.

3.2.3 Angle et déport de pivot

Le troisième paramètre étudié est le déport de pivot et nous considérerons les deux cas décrits dans la table 3.4 : le premier avec un déport négatif et le deuxième positif.

	Angle de pivot [°]	Déport de pivot [mm]
Cas 1	-2.88	-15.44
Cas 2	2.86	13.51

TABLE 3.4 – Paramètres de déport pour les différentes simulations

L'objectif est de démontrer qu'un déport négatif apporte de la stabilité en freinage, tel qu'illustré à la Figure 3.3. Nous n'allons cette fois *pas interagir avec le volant* : initialement, la voiture se déplace en ligne droite et le coefficient de friction de la roue gauche vaut la moitié de celui de la roue droite. A un moment donné, l'utilisateur actionnera la pédale afin d'imposer un couple de freinage constant aux roues³.

D'abord, étant donné la différence d'adhérence entre les deux côtés du véhicule, celui-ci va naturellement tirer vers la droite sans intervention du conducteur. Même sans actionner la pédale de frein, les roues sont sujettes à des forces longitudinales et la voiture ralentit naturellement.

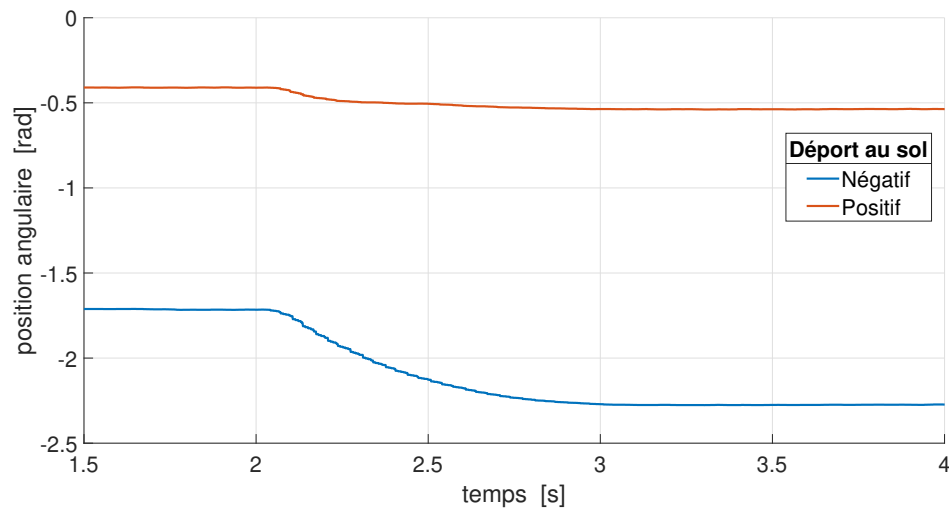


FIGURE 3.22 – Position du volant lors d'un freinage pour différents déports

Ensuite, à l'instant où l'on enfonce la pédale ($t \approx 2$ [s]), le volant va subir un couple *stabilisateur* dans le sens anti-horlogique afin de naturellement ramener la voiture vers la gauche. La position du volant est indiquée sur la Figure 3.22. Il est clair que lorsque le déport est négatif, le volant braque davantage vers la gauche pour ramener le véhicule sur sa trajectoire initiale.

Nous pouvons alors tirer la conclusion suivante : **si le déport au sol est négatif, le couple subi par le volant est plus important**. Cela est visible sur la Figure 3.23.

Notons que, ici, le couple n'est pas négatif lorsque le déport est positif, cela est dû entre autres au moment de force causé par la chasse qui est toujours positive.

3. Couple C_{av} sur chacune des roues avant et C_{ar} sur chacune des roues arrière

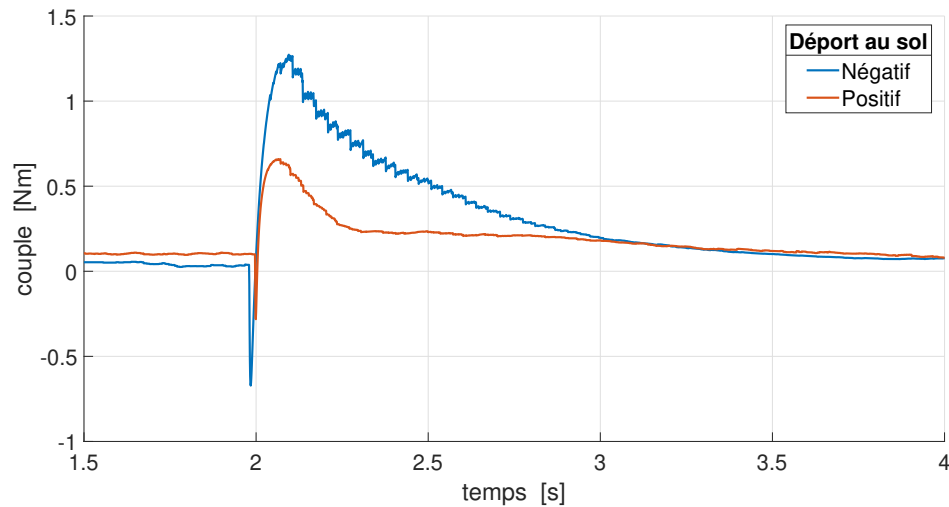
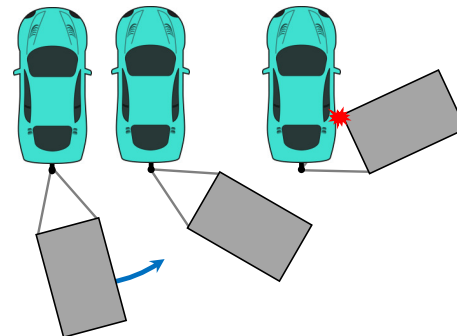


FIGURE 3.23 – Couple dans le volant lors d'un freinage pour différents déports

3.2.4 Mise en ciseau d'un véhicule articulé - *Jackknifing*

Dans cette section, nous allons nous pencher sur le phénomène de mise en ciseau, illustré sur la Figure 3.24.

Cela survient lorsque la remorque tractée se replie contre le véhicule tracteur (dans notre cas, il s'agit de la voiture présentée dans la section 3.1.3) pour former un angle aigu, provoquant ainsi un accident.

FIGURE 3.24 – Illustration du *jackknifing*

Cette analyse se place dans la continuité d'un travail effectué dans le cadre du cours de Dynamique des Véhicules [37] et vise à confirmer les résultats obtenus précédemment.

Plusieurs paramètres peuvent influencer le comportement du véhicule et provoquer ce phénomène ; nous pouvons citer par exemple la vitesse d'avance, le rapport entre la masse de la voiture et celle de la remorque, la dimension du chargement, etc.

Ici, nous allons nous intéresser à la répartition de la charge sur la remorque et

plus précisément à la position longitudinale du centre de masse du chargement (ci-après dénommé "CM") par rapport à la boule d'attelage. Nous avons considéré trois distances différentes pour nos simulations : 3.80, 4.38 et 5.00 mètres.

Nous n'allons présenter les résultats que d'un seul scénario qui consiste en un déplacement à vitesse constante (50 km/h) maintenue grâce au contrôleur PID sur une piste sinusoïdale dont la longueur d'onde mesure environ 65 mètres. De fait, nous avons également simulé un freinage brusque en ligne droite mais les résultats obtenus dans ce cas sont très similaires aux premiers et n'apportent donc aucun nouvel élément ; ils sont néanmoins disponibles dans l'annexe C.

Il est important de signaler que lors de chaque simulation, l'utilisateur cherche à stabiliser le véhicule en utilisant le volant lorsque la remorque commence à osciller.

Résultats

L'angle entre la remorque et le châssis de la voiture (selon l'axe vertical z) est repris sur la Figure 3.25. Lorsque le CM est trop avancé (courbe bleue) ou trop en arrière (courbe jaune), le comportement du véhicule devient instable (vers $t \approx 6.5-7$ [s]) et nous observons une mise en ciseau de la remorque. En revanche, si le CM se trouve dans un certain intervalle, il est possible de stabiliser l'ensemble comme c'est le cas pour la courbe orange. Notons que l'angle relatif atteint une valeur maximale de 35 degrés mais cela n'a pas posé de problème durant la simulation ; la remorque s'est stabilisée par après.

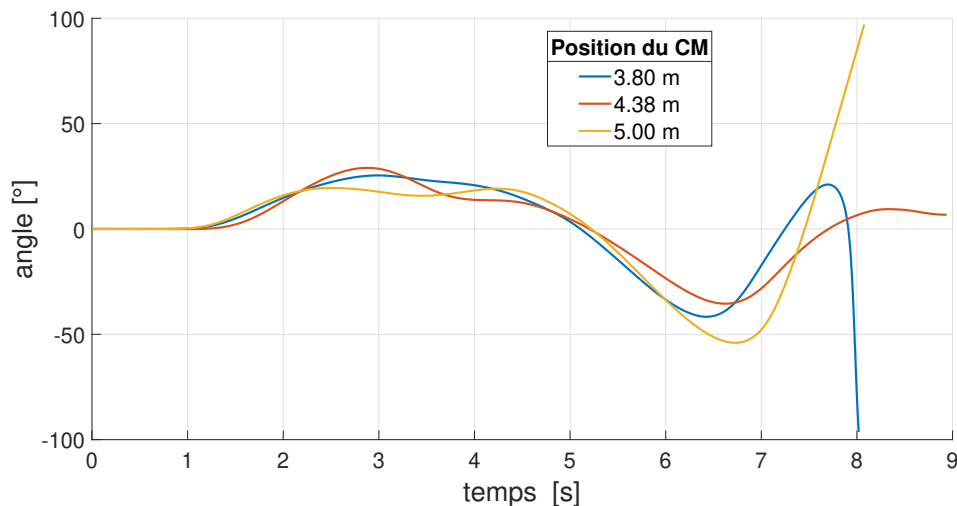


FIGURE 3.25 – Angle entre le châssis et la remorque pour différentes positions du centre de masse

Ensuite, les Figures 3.26 et 3.27 nous donnent la position du volant et le couple subi par celui-ci.

Nous constatons d'abord que dans le cas où le CM du chargement se situe 4,38 mètres derrière le point d'attache, le véhicule reste stable bien que le braquage soit plus important dans les premiers virages ($t \approx 2$ [s]). Cette différence est encore une fois causée par le comportement du conducteur qui n'a pas pris le virage exactement de la même manière.

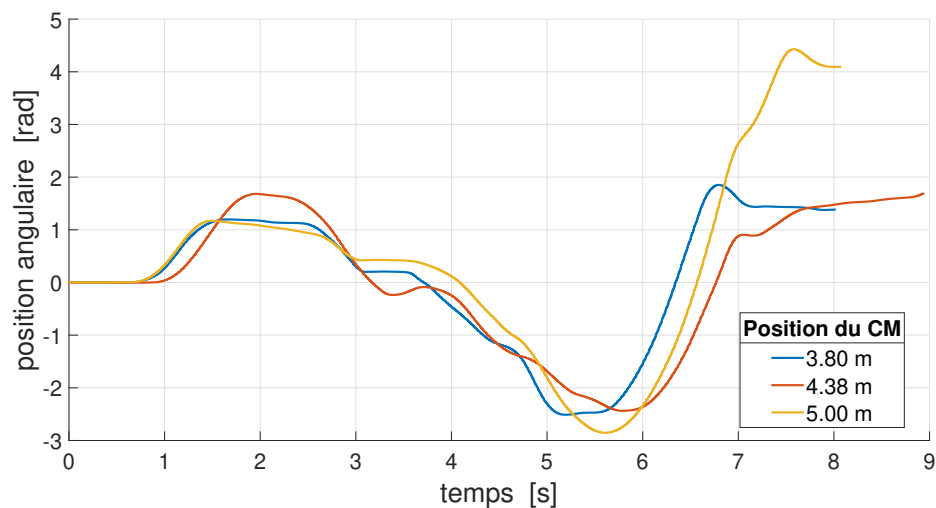


FIGURE 3.26 – Position du volant pour différentes positions du centre de masse

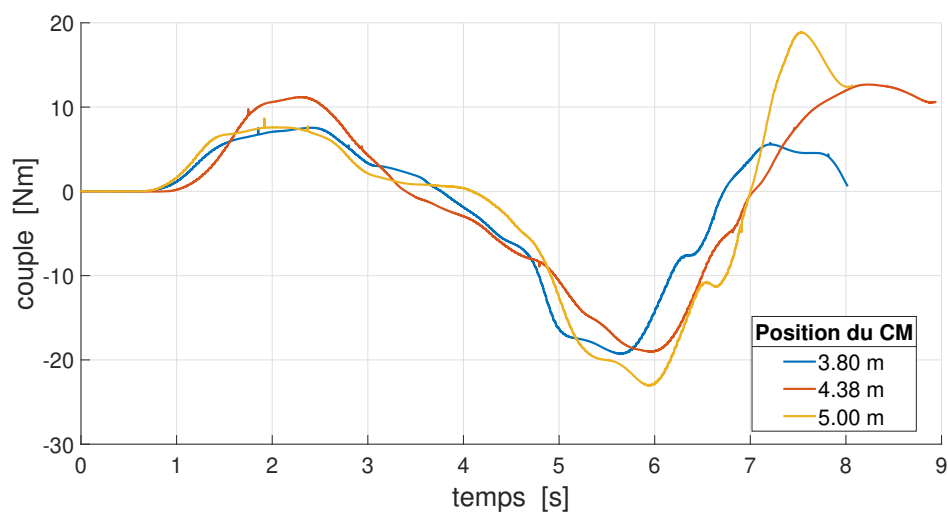


FIGURE 3.27 – Couple dans le volant pour différentes positions du centre de masse

Ce braquage prononcé se traduit également par une augmentation du couple au même moment. De plus, dans le cas où le CM est reculé, nous observons ci-dessous un pic aux alentours de $t = 5.5 - 6$ [s], c'est-à-dire juste avant que la remorque entame sa mise en ciseau ; nous y reviendrons par après.

Causes

Afin d'expliquer le comportement du véhicule, intéressons-nous aux forces verticales s'appliquant sur les roues et par conséquent au transfert de charge.

Lorsque le CM du chargement se situe en avant des essieux de la remorque, la boule d'ancrage subit une force verticale vers le bas plus importante. Or, celle-ci se trouvant derrière les essieux de la voiture, nous observons un transfert de charge au sein de celle-ci de l'avant vers l'arrière.

Inversement, si l'on déplace le CM de la remorque vers l'arrière, la force verticale subie par la boule sera moindre et le transfert de charge aura cette fois lieu de l'essieu arrière de la voiture vers son essieu avant.

Cela est illustré sur les Figures 3.28 et 3.29 qui nous montrent l'évolution des forces verticales sur les essieux de la voiture : les forces sur les roues avant (resp. arrière) sont d'autant plus grandes que le CM est reculé (resp. avancé).

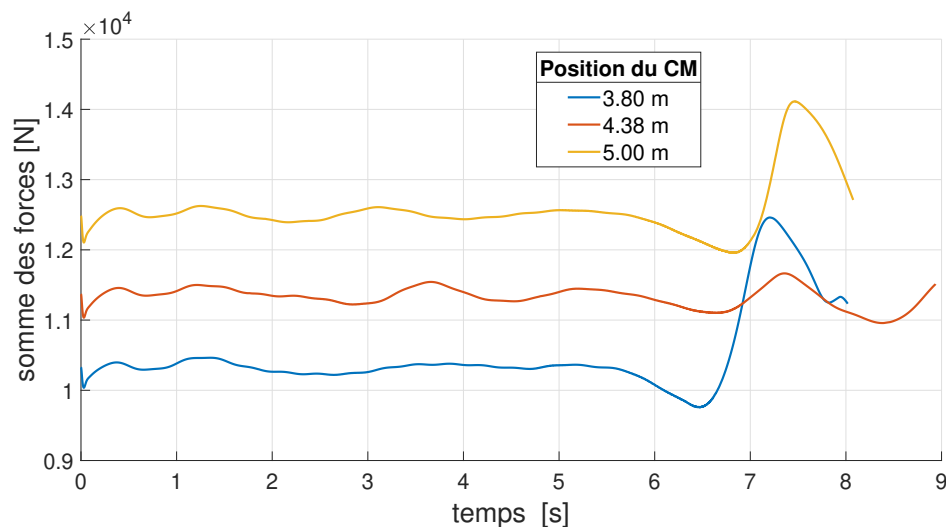


FIGURE 3.28 – Somme des forces verticales sur les roues avant de la voiture pour différentes positions du centre de masse

Nous voyons également qu'un transfert de charge fait son apparition vers $t = 6.5 - 7$ [s] ; cela est dû à l'instabilité de la remorque qui ne se comporte plus

normalement à cet instant. C'est-à-dire que la simulation n'est plus fidèle à la réalité; la remorque adopte des vitesses et positions irréalistes et non atteignables en pratique. Cela est difficile à quantifier mais la visualisation de la simulation par l'utilisateur devient alors intéressante car elle lui permet de s'en rendre compte.

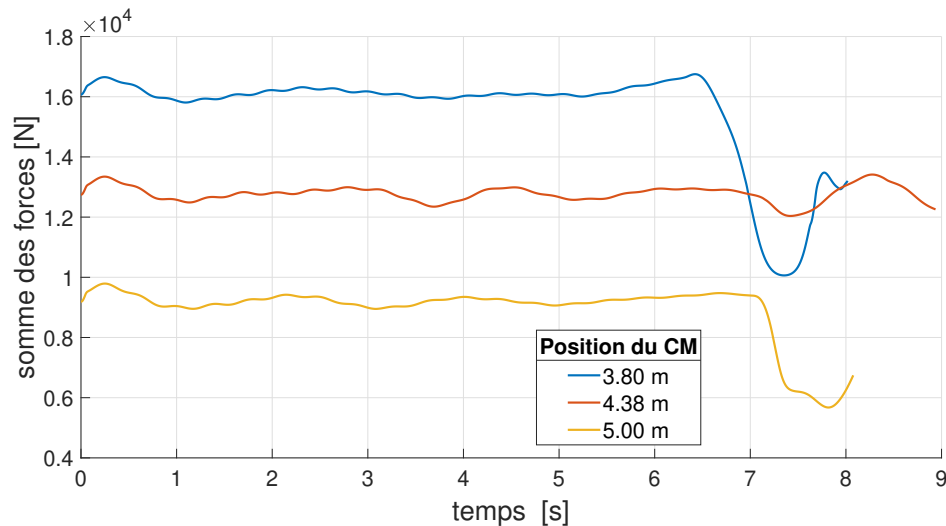


FIGURE 3.29 – Somme des forces verticales sur les roues arrière de la voiture pour différentes positions du centre de masse

Penchons-nous maintenant sur les forces *latérales* agissant sur les roues du véhicule dont l'évolution est montrée sur les Figure 3.30 et 3.31.

Lorsque la force verticale sur un essieu de la voiture est accrue, les forces latérales agissant sur les roues de ce même essieu augmentent également. En effet, comme nous l'avons vu sur la Figure 3.8, les forces latérales et verticales s'exerçant sur un pneu sont proportionnelles, pour autant que ces dernières ne deviennent pas excessives.

C'est ce que l'on observe ci-dessous; dans le cas où le CM est reculé, nous avons vu que les forces verticales avant augmentent et par conséquent, les forces latérales avant augmentent également, comme en témoigne le pic de la courbe jaune sur la Figure 3.30.

La charge supportée par l'essieu arrière, elle, diminue et nous observons alors le glissement des roues arrière, entraînant ainsi la mise en ciseau.

Revenons maintenant sur la Figure 3.27; nous avons vu auparavant (table 3.1) que le couple d'auto-alignement était en partie causé par les forces latérales

s'exerçant sur une roue dont la chasse est positive, c'est en partie cela qui explique la valeur élevée du couple en $t = 6$ [s]. Nous pouvons de manière plus directe conclure que le couple de retour est proportionnel au moment de force induit sur les roues qui, lui, augmente avec les forces latérales s'exerçant sur les roues avant (équation 3.1).

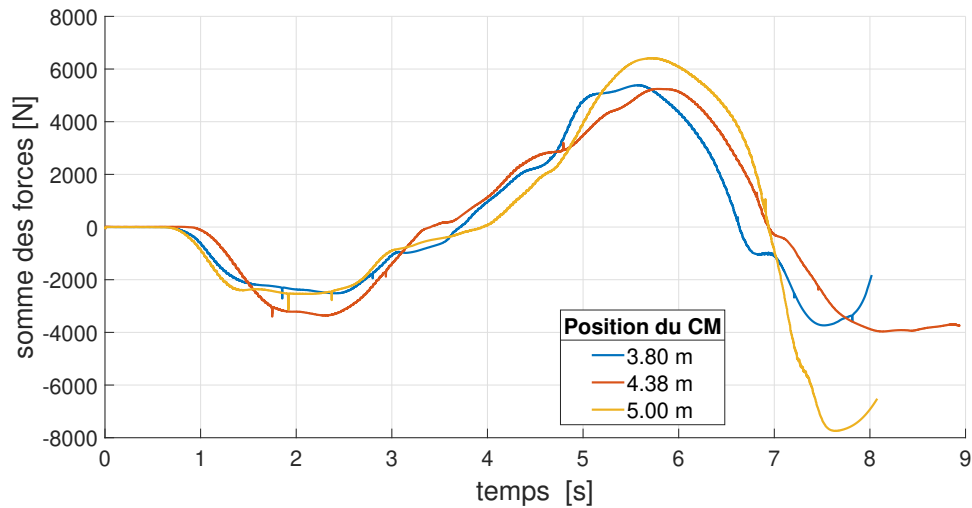


FIGURE 3.30 – Somme des forces latérales sur les roues avant de la voiture pour différentes positions du centre de masse

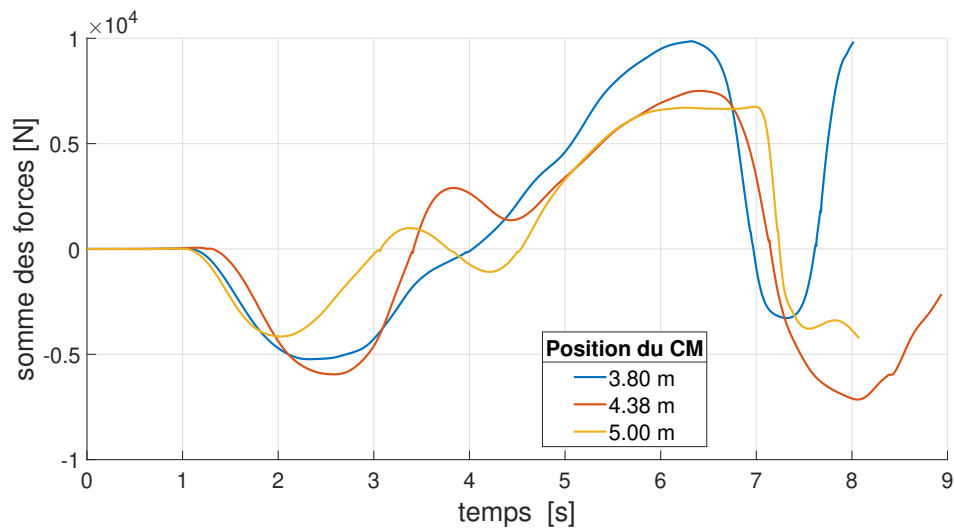


FIGURE 3.31 – Somme des forces latérales sur les roues arrière de la voiture pour différentes positions du centre de masse

Le graphe ci-dessus met en évidence le cas inverse au précédent : avec un CM plus proche du point d'attache de la remorque, les forces latérales des roues arrière de la voiture augmentent et celles des roues avant diminuent. Nous observerons alors l'avant du véhicule glisser dans le sens du tournant tandis que l'arrière, dont l'adhérence est plus importante, aura tendance à continuer sa trajectoire rectiligne.

Conclusion

Le *jackknifing* peut avoir lieu de deux manières différentes lorsque l'on s'intéresse à la position du centre de masse du chargement de la remorque :

- Si le CM est trop en arrière (courbes jaunes), le transfert de charge sur l'essieu arrière du véhicule et donc les forces latérales arrière diminuent. La voiture continuera alors à virer tandis que l'on observera l'essieu l'arrière et la remorque glisser sur le côté (Figure 3.32 - gauche).
- Si le CM est trop en avant (courbes bleues), le transfert de charge sur l'essieu avant du véhicule et donc les forces latérales avant diminuent. Nous constaterons dans ce cas le glissement des roues directrices sur les côté tandis que la remorque et l'essieu arrière auront plutôt tendance à s'écarter du virage (Figure 3.32 - droite).

La position du centre de masse doit alors se trouver dans une certaine zone pour assurer la stabilité, laquelle dépend de la vitesse d'avance du véhicule et des courbes prises ; des virages serrés ne mèneront pas aux mêmes situations que des virages larges.

Finalement, le couple dans le volant sera d'autant plus grand que le CM se situera vers l'arrière de la remorque.

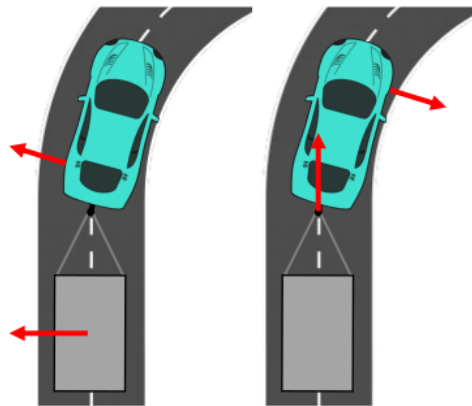


FIGURE 3.32 – Illustrations du *jackknifing* et glissement

Sur la Figure ci-dessus, les flèches rouges représentent la direction des déplacements effectués par les différents essieux au début de la mise en ciseau dans les

deux cas considérés précédemment (CM de la remorque vers l'arrière - à gauche & CM de la remorque vers l'avant - à droite).

3.2.5 Oscillations du couple mesuré

Comme nous l'avons vu dans ce chapitre, les résultats obtenus grâce à Robotran comprennent des oscillations.

Cela s'explique par le fait que le couple du volant est calculé à partir de la dynamique du véhicule qui, elle, reçoit les positions et vitesses des différents corps.

Or, comme le montre la Figure 3.33, la vitesse du volant est discrétisée car elle est envoyée à l'ordinateur via un encodeur qui convertit la vitesse *analogique* en une grandeur *digitale*. Cela est également le cas pour la position du volant.

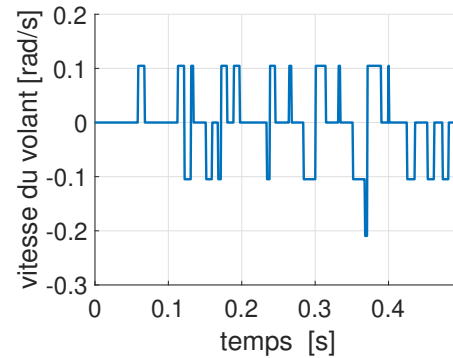


FIGURE 3.33 – Vitesse du volant en fonction du temps lorsque sa position est fixe et sa vitesse supposée nulle

Cette discontinuité se répercute alors dans tout le processus de calcul de la dynamique et par conséquent dans le couple du volant (Figure 1.2).

Il est possible que d'autres sources de discontinuités existent dans le système, une piste d'amélioration peut être de les détecter et les éliminer. Notons finalement que cela n'a pas d'impact sur la dynamique globale et l'allure générale des résultats.

Conclusion

Les objectifs principaux de ce mémoire étaient d'une part d'améliorer le simulateur et d'autre part de prouver son utilité via des analyses dynamiques poussées ; nous pouvons estimer qu'ils ont été remplis.

Tout d'abord, nous avons réussi à rendre les pédales fonctionnelles et démontrer leur impact sur le comportement du véhicule. C'est une amélioration d'envergure étant donné que les simulations à vitesse constante sont assez contraignantes et restreignent les choix faisables par l'utilisateur.

Ensuite, les simulations nous ont permis d'obtenir des résultats encourageants quant à la fiabilité du démonstrateur. Ceux-ci confirment en effet ce que prévoyait la théorie [22] ainsi que l'intérêt de l'emploi d'un modèle multicorps dans un simulateur.

De plus, de par les changements et corrections qui ont dû être effectués, nous avons pu constater les bénéfices de ROS tels que la facilité d'interchangeabilité de dispositif physique, les larges bibliothèques qu'il offre ou encore son interaction avec les capteurs et actionneurs.

Ces apprentissages s'ajoutent aux concepts de la dynamique des véhicules qu'il a été possible d'appréhender à travers ce travail et l'ensemble de ces compétences fait partie de ce que l'on attend d'un ingénieur civil électromécanicien.

Pistes d'amélioration Cependant, le simulateur n'est pas parfait et plusieurs aspects pourraient être améliorés :

- Du point de vue de la sécurité, il était initialement prévu d'ajouter un bouton d'arrêt d'urgence sur le dispositif et de valider celui-ci auprès de l'UCLouvain au travers d'une analyse de risque mais cela n'a finalement pas été possible en raison d'un manque de temps dû à d'autres imprévus.
- Concernant les lois implémentées au niveau des pédales, nous avons vu qu'il était difficile de sélectionner la meilleure relation. L'idéal serait d'effectuer des tests sur de vraies voitures et de les comparer avec les résultats obtenus ici. Nous pourrions également implémenter l'ABS pour le freinage.
- Finalement, il existe encore quelques oscillations qui se propagent dans le

système comme nous l'avons montré ; nous pourrions essayer de les filtrer numériquement. Notons tout de même que cela ne change pas, ou très peu, le ressenti du conducteur.

Si nous n'avions pas de limite de temps et de budget, nous pourrions songer à d'autres éléments intéressants.

Par exemple, la visualisation pourrait être améliorée et embellie pour accentuer l'immersion de l'utilisateur et le réalisme. Nous pourrions l'adapter en 3D et en réalité virtuelle.

Pour les mêmes raisons, nous pourrions monter le siège sur un dispositif permettant de l'incliner afin d'ajouter un retour haptique supplémentaire pour l'utilisateur. Ceci peut-être fait au moyen de vérins par exemple.

Pour finir, il est possible d'ajouter n'importe quel modèle sur le démonstrateur, véhicules ou non, tant qu'il existe un retour de couple.

Bibliographie

- [1] Voitures de société : seuls les véhicules électriques bénéficieront d'un avantage fiscal. *Le Soir*, mai 2021. <https://www.lesoir.be/372729/article/2021-05-18/voitures-de-societe-seuls-les-vehicules-%20electriques-beneficieront-dun-avantage>, consulté le 03/06/2021.
- [2] TESLA : Autopilot. <https://www.tesla.com/autopilot>, consulté le 27/05/2021.
- [3] Waymo. <https://waymo.com/>, consulté le 27/05/2021.
- [4] Navajo - Smart Mobility Lab. <https://www.projetnavajo.be>, consulté le 27/05/2021.
- [5] LOGITECH : Volants et pédales Logitech G920 et G29 Driving Force. <https://www.logitechg.com/fr-be/products/driving/driving-force-racing-wheel.html>, consulté le 27/05/2021.
- [6] D TOFFIN, G REYMOND, A KEMENY et J DROULEZ : Influence of steering wheel torque feedback in a dynamic driving simulator. page 11, 2003. https://www.nads-sc.uiowa.edu/dscna/2003/papers/Toffin_Influence%20of%20Steering%20Wheel%20Torque%20Feedback....pdf, consulté le 27/05/2021.
- [7] H. MOHELLEBI, A. KHEDDAR et S. ESPIE : Adaptive Haptic Feedback Steering Wheel for Driving Simulators. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 58(4):1654–1666, mai 2009. <http://ieeexplore.ieee.org/document/4607237/>, consulté le 27/05/2021.
- [8] Aubain VERLÉ : *Joint optimization of vehicle dynamics and mechanical design through a multi-body based strategy*. PhDthesis, Université catholique de Louvain, septembre 2019. <https://dial.uclouvain.be/pr/boreal/object/boreal:222567>.
- [9] MEED-IMMC-UCLouvain : Robotran Website, 2020. <https://www.robotran.be/>.
- [10] ROS : ROS Website, 2021. <https://www.ros.org/>, consulté le 26/04/2021.

- [11] Nicolas DE LELLIS et Quentin MATERNE : Conception et réalisation d'un simulateur à retour haptique pour l'étude de l'interaction homme/véhicule. Mémoire de D.E.A., Université catholique de Louvain, 2016. <https://dial.uclouvain.be/memoire/ucl/object/thesis:8096>.
- [12] Romain POLETTI : Simulateur à retour haptique de véhicules basé sur des modèles multicorps temps réels. Mémoire de D.E.A., Université catholique de Louvain, 2017. <https://dial.uclouvain.be/memoire/ucl/object/thesis:10717>.
- [13] Théo TUERLINCKX : Robotran embarqué : Robot Operating System. Mémoire de D.E.A., Université catholique de Louvain, 2020. <https://dial.uclouvain.be/memoire/ucl/object/thesis:25226>.
- [14] François HUENS et Théo TUERLINCKX : Tutorial for ROS with Robotran, 2021. https://robotran-doc.git-page.immc.ucl.ac.be/rosbotran_tutorial/, consulté le 22/04/2021.
- [15] Schneider ELECTRIC : BMH Servo motor manual, mars 2016. https://download.schneider-electric.com/files?p_Reference=0198441113749-EN&p_EnDocType=User%20guide&p_File_Id=7350052010&p_File_Name=BMH_Manual_V2.1_EN.pdf.
- [16] Schneider ELECTRIC : Lexium 32A Servo drive user guide, septembre 2017. https://download.schneider-electric.com/files?&p_EnDocType=User%20guide&p_File_Name=0198441113755.10.pdf&p_Doc_Ref=0198441113755-EN#search.
- [17] SK Pang ELECTRONICS : PiCAN 2 User guide, 2016. http://skpang.co.uk/catalog/images/raspberrypi/pi_2/PICAN2UG13.pdf.
- [18] MICROCHIP : MCP2515 Data Sheet, 2021. <https://ww1.microchip.com/downloads/en/DeviceDoc/MCP2515-Family-Data-Sheet-DS20001801K.pdf>.
- [19] ROBOTRAN : Modeling Multibody Systems with ROBOTRAN, septembre 2020. https://robotran-doc.git-page.immc.ucl.ac.be/RobotranBasic/Robotran_basics.pdf.
- [20] KITMEDICAL : KaCANopen, octobre 2019. <https://github.com/KITmedical/kacanopen>, consulté le 26/04/2021.
- [21] Schneider ELECTRIC : Lexium 32A CANopen EDS file, mai 2017. https://www.se.com/us/en/download/document/SELXM32A_0112E_EDS/, consulté le 26/04/2021.
- [22] Paul FISETTE : *Vehicle System Dynamics*. Cours, UCLouvain, 2021.
- [23] PANTOINE : Schéma d'une direction à crémaillère. https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Direction_cre.jpg, consulté le 28/04/2021.

- [24] E. BAKKER, L. NYBORG et H. B. PACEJKA : Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies, 1987. <https://www.osti.gov/biblio/6514971>.
- [25] Régulateur PID, décembre 2020. https://fr.wikipedia.org/w/index.php?title=R%C3%A9gulateur_PID&oldid=177473166, consulté le 28/04/2021.
- [26] De 0 à 100 km/h en un temps record : chronique de l'accélération au fil du temps. <https://www.bmw.com/fr/performance/tout-sur-acceleration.html>, consulté le 22/05/2021.
- [27] Capteur de position à potentiomètre linéaire (photo). <https://bit.ly/2PB1fk0>.
- [28] M. MULDER, M. MULDER, M. M. van PAASSEN et D. A. ABBINK : Haptic gas pedal feedback. *Ergonomics*, 51(11):1710–1720, novembre 2008. <https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/00140130802331583>, consulté le 27/05/2021.
- [29] Penny & GILES : HLP190 Linear Potentiometers Data Sheet, janvier 2012. <https://www.dimed.eu/brands/penny-giles/sensors/hlp190.html>.
- [30] MISUMI : MISUMI Website. <https://fr.misumi-ec.com/#>, consulté le 03/05/2021.
- [31] Éditions LAROUSSE : Définitions : analogique. <https://www.larousse.fr/dictionnaires/francais/analogique/3223>, consulté le 28/04/2021.
- [32] SEED : ADS1115 Documentation, septembre 2018. https://wiki.seeedstudio.com/4-Channel_16-Bit_ADC_for_Raspberry_Pi-ADS1115/.
- [33] Choisir sa voiture : traction, propulsion ou transmission intégrale?, avril 2020. <https://www.auto-moto.com/pratique/choisir/choisir-voiture-traction-propulsion-integrale-236649.html>, consulté le 22/05/2021.
- [34] Arrêté royal portant règlement général sur les conditions techniques auxquelles doivent répondre les véhicules automobiles et leurs remorques, leurs éléments ainsi que les accessoires de sécurité., mars 1968. <https://www.code-de-la-route.be/textes-legaux/sections/ar/reglement-technique-des-vehicules/327-art47-v15-327>.
- [35] Pu Hui LIU et Tong ZHANG : Modeling and Acceleration Response Analysis for Vehicle Drivability. *Advanced Materials Research*, 712-715:1473–1476, juin 2013. <https://www.scientific.net/AMR.712-715.1473>, consulté le 28/05/2021.
- [36] DINGLEY : Illustration de la géométrie directionnelle d'Ackermann, juillet 2010. https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Ackermann_turning.svg, consulté le 20/05/2021.

- [37] Martin DE JAEGER et Gauthier NÈVE : Vehicle System Dynamics : Stabilité d'un véhicule tractant une "Tiny house", janvier 2021.
- [38] AL-KO : Catalogue général : composants pour remorques et caravanes, avril 2018. https://www.alko-tech.com/sites/default/files/uploaded_files/FR/VT/alko_hauptkatalog_04-2018_fr.pdf.
- [39] François HUENS et Lucas VERMEULEN : Vehicle System Dynamics : Influence of the anti-roll bar, janvier 2021.
- [40] SPF INTÉRIEUR : Statistiques de population. <https://www.ibz.rrn.fgov.be/fr/population/statistiques-de-population/>, consulté le 27/05/2021.
- [41] STATBEL L'OFFICE BELGE DE STATISTIQUE : Parc des véhicules. <https://app.cumul.io/s/90ff5b39-0984-4bfb-86c7-a89499e93354>, consulté le 27/05/2021.

Annexes

Annexe A

Photos des pédales

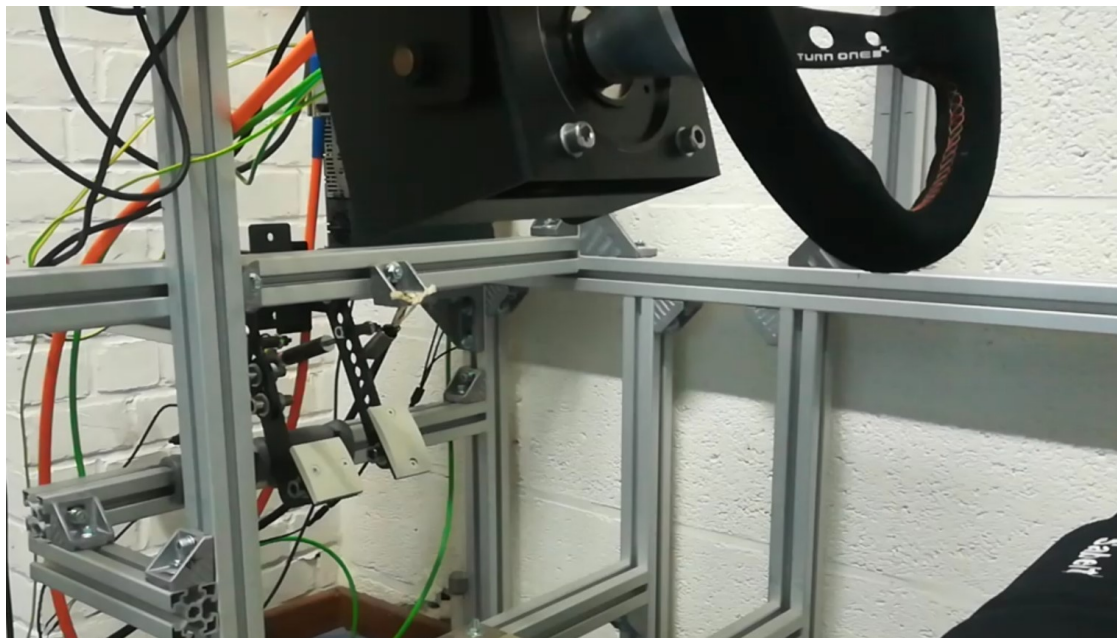


FIGURE A.1 – Vue large



FIGURE A.2 – Vue large - Accélération



FIGURE A.3 – Vue large - Freinage

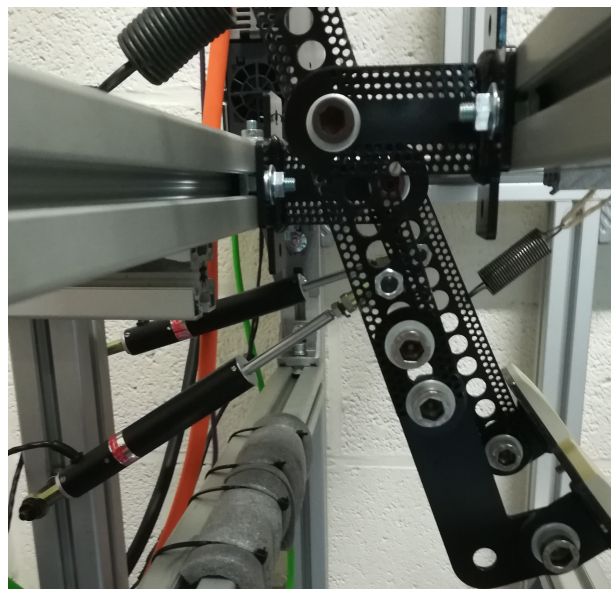


FIGURE A.4 – Vue de profil plus large

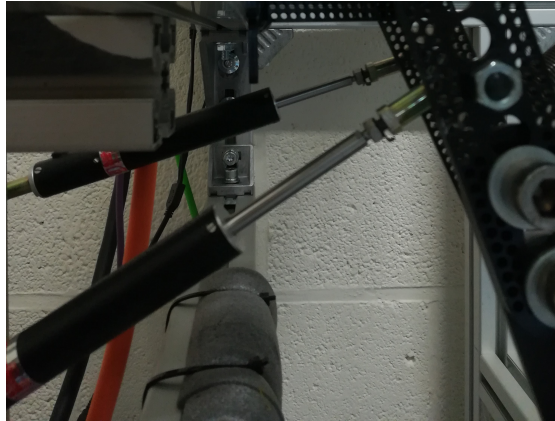


FIGURE A.5 – Vue de profil

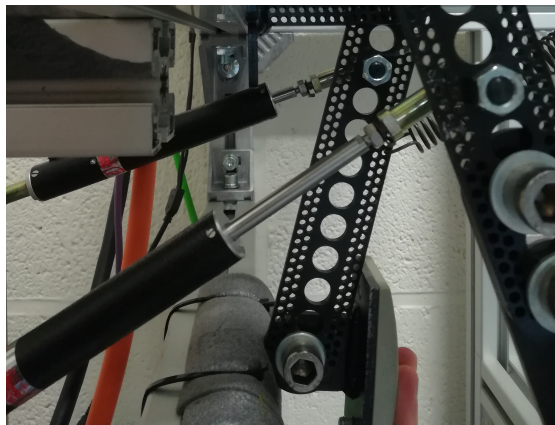


FIGURE A.6 – Vue de profil - Accélération



FIGURE A.7 – Vue large - Freinage

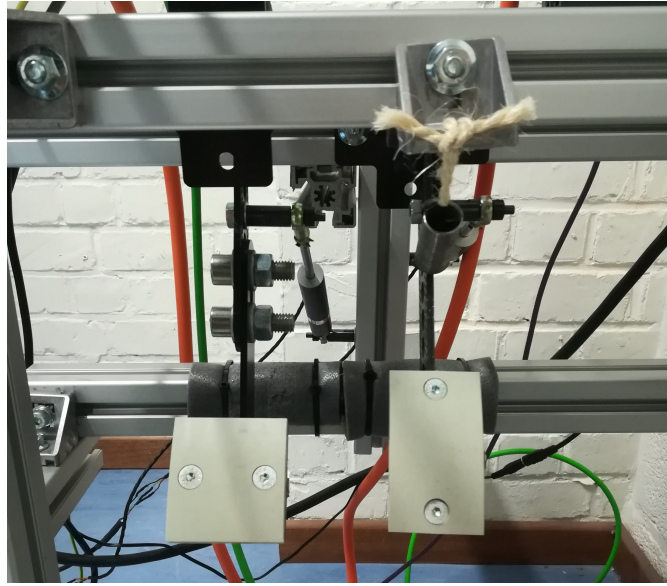


FIGURE A.8 – Vue de face

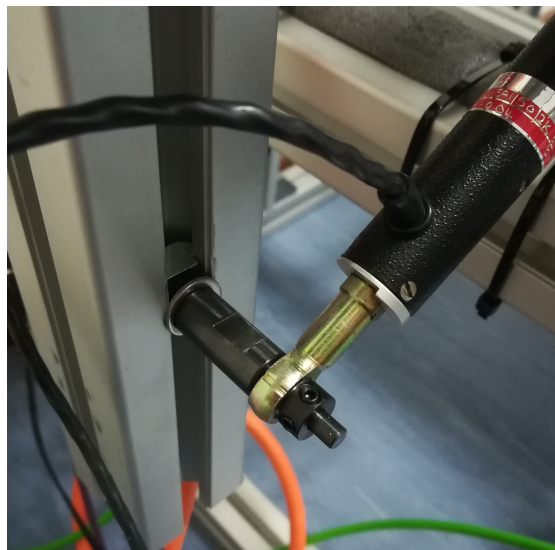


FIGURE A.9 – Fixation du potentiomètre

Annexe B

Projet de Dynamique des Véhicules

Cette annexe reprend les résultats d'un projet réalisé au cours de l'année. Le but était d'étudier l'influence de la barre anti-roulis sur le comportement de la voiture.

Ici, une consigne de direction constante était imposée.

Nous ne reprenons ici que la partie concernant le caractère sous- ou sur-vireur du véhicule et nous verrons que ces résultats confirment ceux de la section 3.2.1 obtenus avec le simulateur.

Influence on the under-/over-steer behaviour

Now, we will show that the value of the anti-roll bar stiffness has an influence on the under-steer behaviour of the car.

Let's take the expressions of the charge transfer :

$$T_{ft} = \frac{F_{ft}^e h_{ft}}{v_{ft}} + \frac{K_{ft} \phi}{v_{ft}} \quad (\text{B.1})$$

$$T_{rr} = \frac{F_{rr}^e h_{rr}}{v_{rr}} + \frac{K_{rr} \phi}{v_{rr}} \quad (\text{B.2})$$

where for each axle (FR : 'train'), v is the track, h is the vertical distance between the axle and the roll axis, F_e is the force exerted by the car body on the axle, K is the equivalent roll stiffness (it includes the suspensions and the anti-roll bar stiffness) and ϕ is the roll angle.

What interests us here is the variation of K . The results shown in Figure B.1 and B.2 are obtained by modifying the front bar but we will see that we can come

to the same conclusions by modifying the rear bar.

Thus, we can observe in Figure B.1 that when the front bar stiffness is doubled, the charge transfer is greater. This is the case because T_{ft} is proportional to K_{ft} as explained in equation B.1.

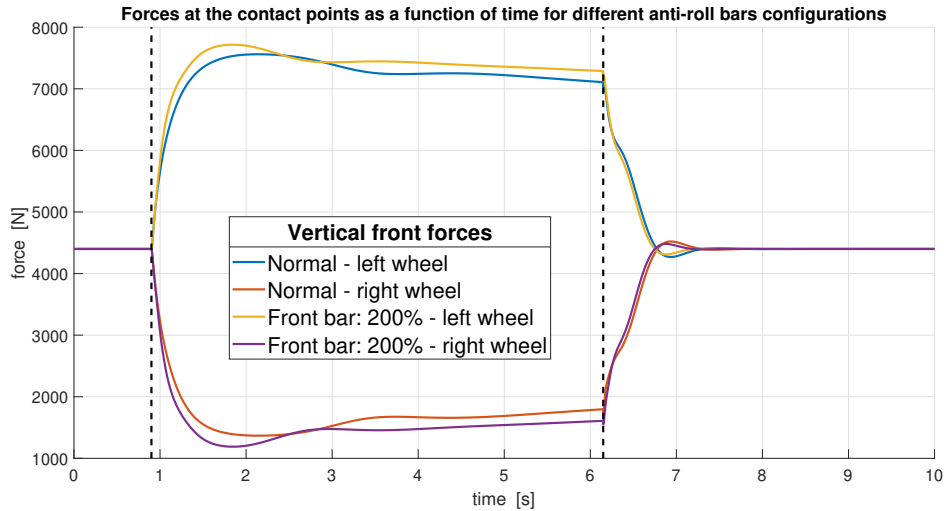


FIGURE B.1 – Vertical forces on the front contact points at 20 m/s

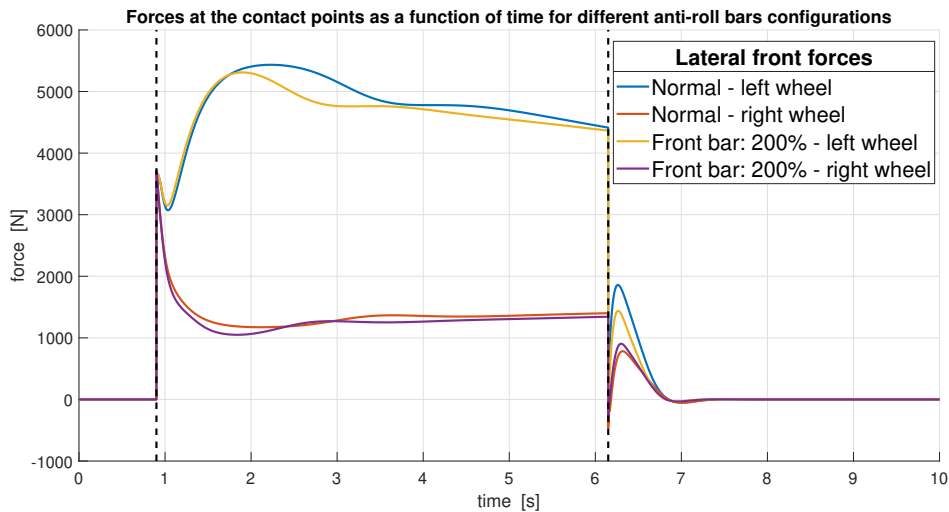


FIGURE B.2 – Lateral forces on the front contact points at 20 m/s

Then, Figure B.2 shows that the lateral force on each wheel in the two cases : we can observe that the forces decrease when K increases. This is due to the fact

that the tyre adherence increases less and less as the vertical force increases. This results are consistent with what we have seen during the class.

In other words, it means that for a given speed and a given steering wheel angle, when the front stiffness increases, the charge transfer increases : the vertical force on the inner wheel is lower and the vertical force on the outer wheel is greater. The non-linearity of F_{lat} versus F_{vert} induces that the total lateral force decreases and the car becomes under-steered!

This result is confirmed by Figure B.3 which shows the trajectory of the car for the normal case, the case when the front bar is doubled and the case when the rear bar is doubled.

For this latter, the total lateral force would be increased.

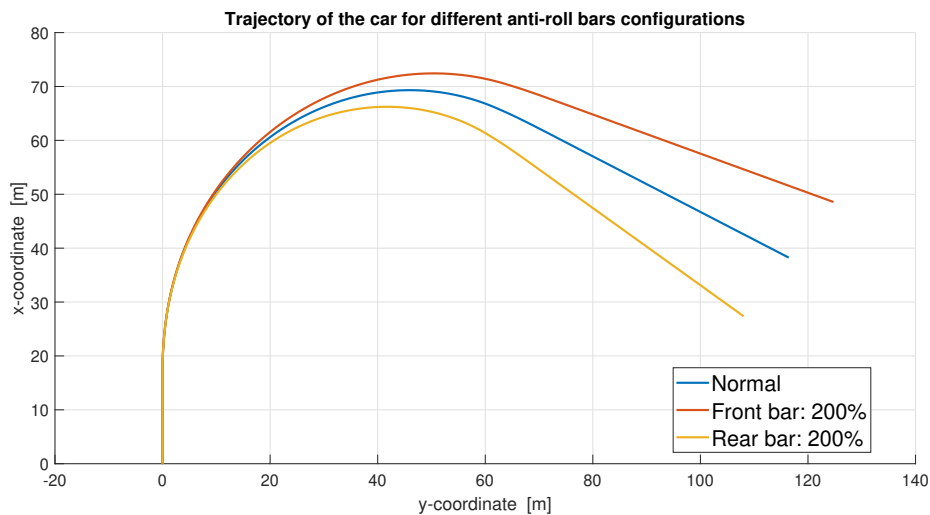


FIGURE B.3 – Trajectory with different initial bar stiffness at 20 m/s

We can also analyze the lateral force exerted on the rack (equivalent to the torque in the steering wheel). We observe in Figure B.4 that when the front bar stiffness is increased, the force in the rack is smaller than the normal case. This leads to the same conclusion as here above : we have seen that increasing the front bar stiffness makes the car under-steered. This means that the driver has to turn his steering wheel harder to increase the force to stay on course.

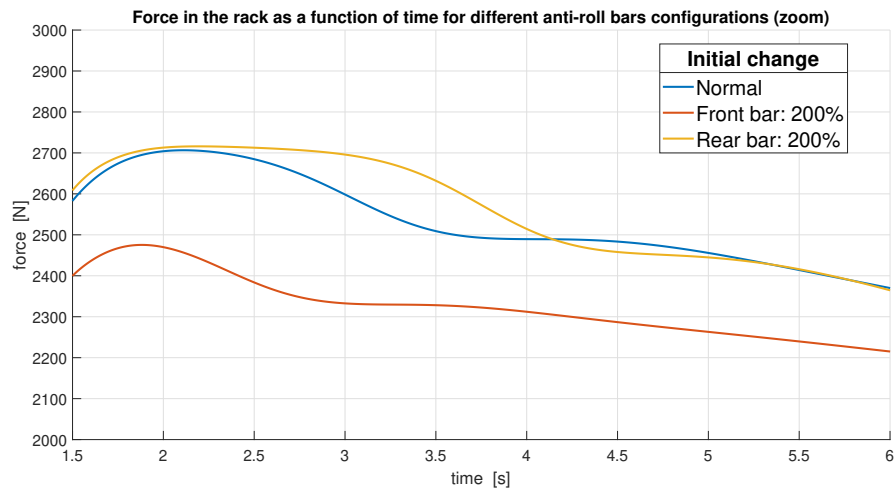


FIGURE B.4 – Force in the rack with different initial bar stiffness at 20 m/s (zoom)

Annexe C

Freinage brusque avec remorque

Cette annexe reprend les résultats d'une simulation effectuée avec la voiture tractant la *tiny-house*. Celle-ci consistait en un freinage brusque en ligne droite avec un léger angle initial entre le châssis et la remorque.

Les conclusions tirées seront les mêmes que dans le chapitre 4 : le système est stable lorsque le centre de masse se situe dans une certaine zone.

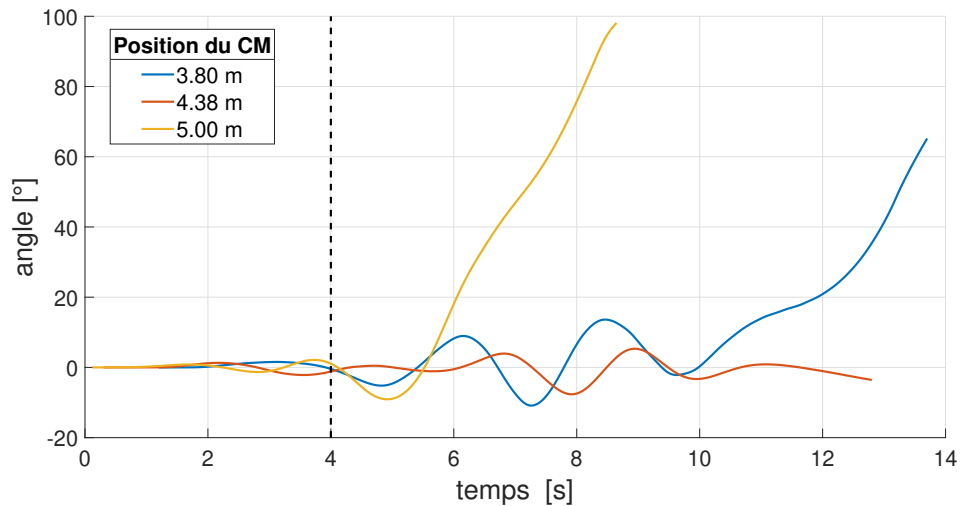


FIGURE C.1 – Angle entre le châssis et la remorque pour différentes positions du centre de masse

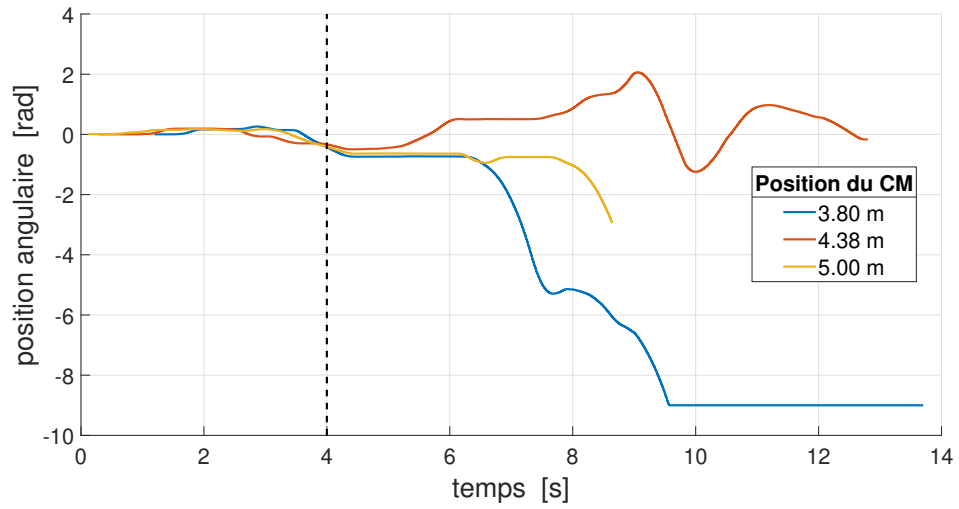


FIGURE C.2 – Position du volant pour différentes positions du centre de masse

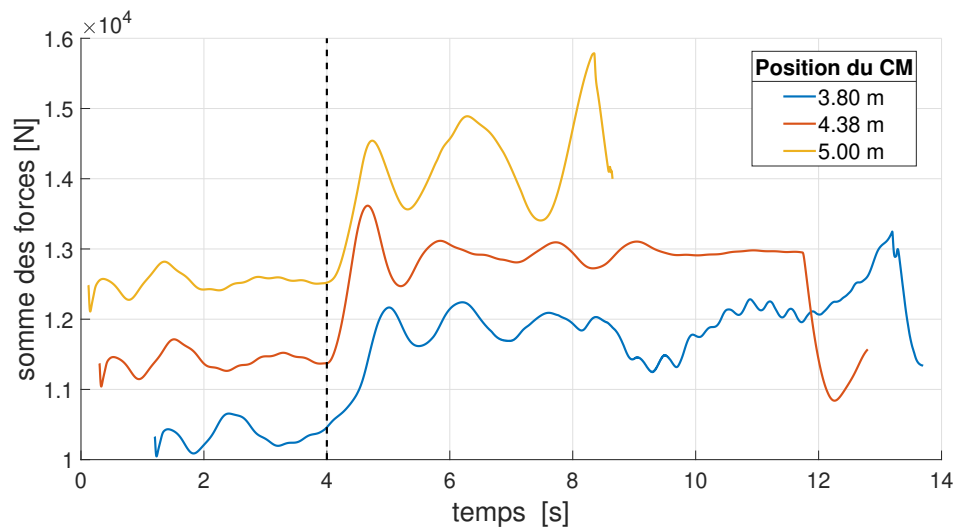


FIGURE C.3 – Somme des forces verticales avant pour différentes positions du centre de masse

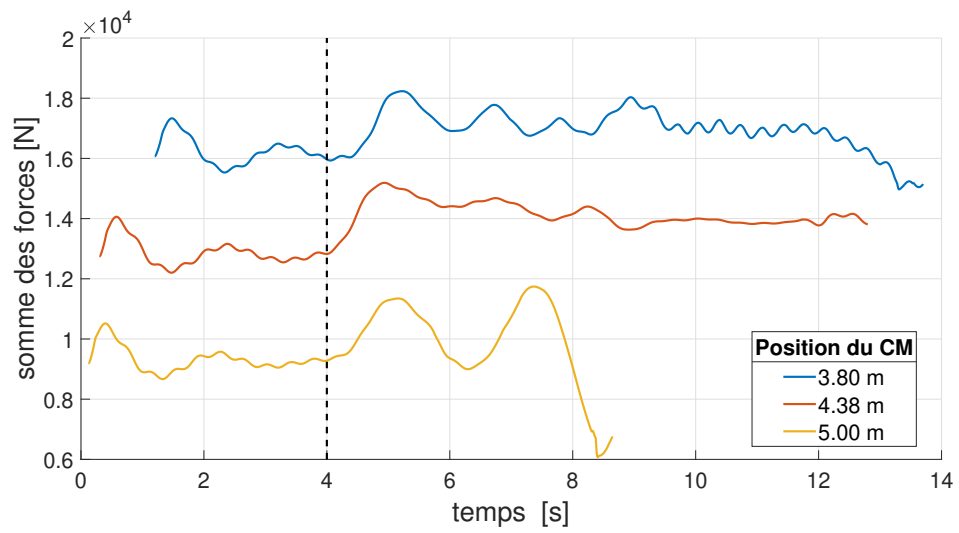


FIGURE C.4 – Somme des forces verticales arrière pour différentes positions du centre de masse

UNIVERSITÉ CATHOLIQUE DE LOUVAIN
École polytechnique de Louvain

Rue Archimède, 1 bte L6.11.01, 1348 Louvain-la-Neuve, Belgique | www.uclouvain.be/epl