

Table des matières

1 Introduction	5
1.1 Contexte du projet	5
1.2 Problème	5
1.3 But du projet	6
1.4 Etat de l'art	6
1.5 Méthodologie et résumé	7
1.6 Résumé	8
2 Le système réel	9
2.1 Description du système réel	9
2.2 Description mécanique du véhicule	10
3 Approche globale du problème de l'équilibre du véhicule	12
3.1 Estimation de l'économie d'énergie grâce à la diminution de la surface frontale	13
3.2 Perturbations principales agissant sur le système	14
3.2.1 Aérodynamique latérale du véhicule	14
3.2.2 Le Vent	17
3.2.2.1 Modélisation du vent	17
3.2.3 Scénario critique de course	20
3.3 Recherche de solutions	21
3.3.1 Catalogue de solutions	22
3.3.2 Choix des sous-systèmes	23
3.3.3 Etude des ailerons	23
3.3.3.1 Couple généré par les ailerons	23
4 Modélisation	25
4.1 Modèle analytique simplifié	26
4.1.1 Equations du mouvement linéarisées	27
4.2 Modèle Simulink	29
4.2.1 Sous système du ballaste	30
4.2.1.1 Modèle destiné à la régulation de l'accélération latérale	30
4.2.1.2 Modèle détaillé du système réel	31
4.2.1.3 Modèle d'estimations de la consommation énergétique	32
4.2.2 Sous système du moteur du guidon et de sa commande	32
4.2.3 Sous système de l'aérodynamique du véhicule	33
4.2.4 Sous système de génération du vent et scénario	33
5 Identification	34
5.1 Identification avec linmod	34
5.2 Résultat de l'identification avec linmod	34
6 La Commande	35
6.1 Contrôle de l'angle de roulis	36
6.1.1 Système à commander	36
6.1.2 Synthèse de la commande	37
6.1.2.1 H2syn	37
6.1.2.2 Choix des pondérations des signaux	37
6.1.2.3 Système en boucle fermée	38

6.1.3 Synthèse de la commande du moteur couple du guidon	39
6.1.3.1 Dynamique du système à commander	39
6.1.3.2 Synthèse du régulateur par imposition d'un modèle à poursuivre	40
6.1.3.3 Commande à priori	40
6.2 Contrôle de l'accélération latérale	41
6.2.1 Contrôle du ballaste en position	42
6.2.1.1 Commande du modèle « sans moteur »	42
6.2.2 Synthèse du contrôleur du sous-système du ballaste	43
6.2.2 Synthèse du contrôleur du sous-système du ballaste	44
6.2.3 Synthèse de la commande de l'accélération latérale	47
7 Dimensionnement des actuateurs	49
7.1.1 Choix du moteur sur le guidon	49
7.1.1.1 Caractéristiques du moteur	49
7.1.2 Dimensionnement du sous-système du ballaste	50
7.1.2.1 Cahier des charges	50
7.1.2.2 Choix du moteur	50
7.1.2.3 Réducteur	51
7.1.2.4 Choix de la transmission	51
7.1.2.5 Choix de l'encodeur	52
7.1.2.6 Ampli et Contrôleur	52
8 Consommation énergétique	53
8.1 Consommation due aux rafales naturelles et au vent moyen	53
8.1.1 Scénario (1) de simulation	53
8.1.2 Consommation du modèle sans pilote	54
8.1.3 Modèle simplifié du pilote	56
8.1.4 Consommation du modèle avec pilote	56
8.2 Consommation lors du croisement d'un véhicule lourd	57
8.2.1 Scénario (2) de simulation	57
8.2.2 Consommation des modèles avec et sans pilote	58
8.3 Estimation de la consommation totale lors de la course	59
8.4 Comparaison avec un véhicule à 3 roues ou plus	60
9 Conclusion	61
9.1 Résultats généraux	61
9.2 Conclusion supplémentaires	61
9.3 Perspectives	62
9.3.1 Objectifs et proposition de futures projets	62
9.4 Remerciements	62
10 Bibliographie	63
10.1 Ouvrages/cours	63
10.2 Travaux	63
10.3 Sites Internet	64
11 Annexes	65
11.1 Les plans et repères du modèle analytique simplifié	65
11.2 Accélération du ballaste et couple rapporté au système simple	66
11.3 Roses des vents	68
11.3.1 Adélaïde	68
11.3.2 Alice Spring	69

11.3.3 Darwin	70
11.4 Données supplémentaires relatives au scénario 1	71
11.5 Paramètres du véhicule	72

Tables des figures

<i>Figure 1: Vue 3D du modèle CAO simplifié de la moto solaire.</i>	9
<i>Figure 2: Schéma mécanique du véhicule</i>	10
<i>Figure 3: Géométries simplifiées des véhicules de l'alternative au véhicule à deux roues (droite), NUNA I (et II, centre), véhicule à 2 roues (droite).</i>	13
<i>Figure 4: Décomposition de la géométrie du véhicule solaire.</i>	14
<i>Figure 5: Profils et écoulement correspondant respectivement au toit (gauche) et au cockpit (droite). Copie d'écran de [16].</i>	14
<i>Figure 6: Couple longitudinal (gauche) et force latérale (droite) subis par le véhicule, lorsqu'il roule à 28[m/s], en fonction de la vitesse latérale du vent et pour 5 angles de roulis (-20°, -10°, 0°, 10° et 20°).</i>	16
<i>Figure 7: Classification des composantes du vent (gauche), vent moyen et turbulence (droite)</i>	17
<i>Figure 8: Turbulence autour d'un véhicule évoluant à 28[m/s] à une altitude de 0.5[m], lorsque la vitesse du vent moyen est de 15[m/s] à 6[m] d'altitude.</i>	18
<i>Figure 9: Roses des vents pour le tracé du WSC hivers et printemps, selon [17].</i>	19
<i>Figure 10: Simulation de turbulence générée par le croisement d'un camion à 30[m/s]</i>	20
<i>Figure 11: Action des ailerons sur un avion [15].</i>	23
<i>Figure 12: Profil NACA65-001 avec aileron d'une déflexion de 20° [16].</i>	23
<i>Figure 13: Couple longitudinal généré par un aileron en fonction de l'angle de déflexion à 28[m/s]</i>	24
<i>Figure 14: Modèle simple de la moto</i>	26
<i>Figure 15: Valeurs propres du système simple linéarisé en fonction de la vitesse.</i>	28
<i>Figure 16: Modèle mécanique Simulink (simplifié)</i>	29
<i>Figure 17: Modèle simple de sous-système du ballaste et de sa commande.</i>	30
<i>Figure 18: Modèle Simulink détaillé du ballaste, de son moteur, de la transmission, du guidage et de la commande.</i>	31
<i>Figure 19: Modèle simplifié du ballaste et de sa commande, augmenté du calcul de la consommation du moteur.</i>	32
<i>Figure 20: Modèle Simulink du système du moteur du guidon et de son PID en boucle fermée.</i>	32
<i>Figure 21: Modèle Simulink de l'aérodynamique du véhicule.</i>	33
<i>Figure 23: Schéma de découplage du problème de la commande en sous-problèmes.</i>	35
<i>Figure 24: Graphe des pôles et zéros dans le plan complexe (haut gauche et bas), et diagramme de bode (haut droit) du système à commander.</i>	36
<i>Figure 25: Schéma du système renvoyé par augw, utilisable par H2syn .</i>	37
<i>Figure 27: Effet d'un saut de 0 à 10 [m/s] de vent latéral intervenant au temps t = 1 [s], sur le roulis et le couple appliqué sur le guidon, du système en boucle fermée.</i>	38
<i>Figure 28: Diagramme de Bode de la fonction de transfert du système du roulis en boucle fermée.</i>	38
<i>Figure 33: Diagramme de Bode de la fonction de transfert du système du ballaste en boucle fermée.</i>	46
<i>Figure 34: Réponse du système acc_c à un saut indiciel d'amplitude 0,1[m] de ybc.</i>	47
<i>Figure 35: Roulis (gauche) et accélération latérale (droite) du véhicule suite à un saut indiciel de vent latéral d'amplitude 3 [m/s] au temps t=0.1</i>	47
<i>Figure 36: Réponse du système en boucle fermée suite à un saut indiciel d'amplitude 10[m/s] de vent latéral ybc, sortie du régulateur PID (haut gauche), accélération latérale (haut droite) et attitude du véhicule (bas).</i>	48
<i>Figure 37: Scénario de vent latéral pour l'estimation de la consommation moyenne.</i>	53
<i>Figure 38: Force latérale due au vent (haut), Couple au guidon et Force sur le ballaste (bas gauche) et Consommation des moteurs du guidon et du ballaste (bas droite)</i>	54
<i>Figure 40: Couples (gauche) et puissance (droite) consommés par les moteurs du guidon dans les cas où il y a un pilote ou non.</i>	56
<i>Figure 41: Vent généré par un camion lorsqu'on le croise à grande vitesse.</i>	57
<i>Figure 42: Puissance consommée (haut), couple généré (centre) par les moteurs du guidon dans le cas où il y a un pilote ou non, et énergie consommée par les actuateurs (bas), durant le scénario 2.</i>	58
<i>Figure 43: Plans de rotation des corps de la moto</i>	65
<i>Figure 44: Rayon de courbure de la trajectoire du véhicule en fonction de l'angle entre la roue et la direction longitudinale.</i>	66

Figure 45: Schéma d'application des forces sur le ballaste.	67
Figure 46: Roses des vents pour septembre et octobre, Adélaïde, selon [17].	68
Figure 47: Roses des vents pour septembre et octobre, Alice Spring, selon [17].	69
Figure 48: Roses des vents pour septembre et octobre, Darwin, selon [17].	70
Figure 49: Angle du guidon pendant le scénario 1.	71
Figure 50: Energie consommée par le moteur du ballaste pendant le scénario 1.	71

Tables des équations

Équation 1: Consommation due à la traînée.	13
Équation 2: Estimation du gain en vitesse dû à la diminution de la surface frontale.	13
Équation 3: Equations relatives à l'aérodynamique du véhicule.	15
Équation 7: Contraintes de vitesse.	26
Équation 8: Equations du mouvement du modèle simplifié, [5].	27
Équation 9: Vecteur de couple, entrée du système simplifié.	27
Équation 10: Système d'équations différentielles linéaires de 1er ordre décrivant la dynamique du modèle simplifié.	27
Équation 11: Equation caractéristique du moteur couple sur le guidon.	39
Équation 12: Fonction de transfert du moteur couple sur le guidon.	39
Équation 13: Fonction de transfert du système simplifié du ballaste.	42
Équation 14: Equation du mouvement du système du ballaste et de son moteur.	44
Équation 15: Fonction de transfert du système du ballaste et de son moteur (en position).	44
Équation 16: Ecart permanent de régulation.	45
Équation 17: Ecart permanent de régulation.	46
Équation 18: Fonction de transfert du pilote en couple.	56
Équation 19: Puissance moyenne consommée par les actuateurs destinés à la gestion de l'équilibre.	59
Équation 20: Calcule de la vitesse escomptée.	60

1 Introduction

1.1 Contexte du projet

Tous les deux ans, une course de voiture solaire se déroule en Australie : Le WSC [14]. Cette course de déroule sur 3 à 4 jours consécutifs et le but, pour les participants, est de parcourir les 3010[km] qui séparent les villes de Darwin et d'Adélaïde (respectivement au nord et au sud de l'Australie).

Au début de l'année 2004, un groupe d'étudiants a constitué une équipe (SUNRAYCING) dont les buts initiaux étaient de participer au WSC en octobre 2005, de se placer dans les premiers du classement, et de faire perdurer cette association d'étudiants après la course afin de permettre aux futurs étudiants de s'impliquer dans ce projet pluridisciplinaire d'envergure pendant leurs études.

Les membres de SUNRAYCING ne disposaient donc que de quelques mois pour développer et produire la voiture qui participera au WSC de septembre 2005. Le développement du projet devait être suffisamment avancé au 31 décembre 2004 (deadline) pour pouvoir débuter la réalisation de la voiture.

Ces conditions n'étant pas remplies à la date susmentionnée. Le projet fut considéré comme non-viable et la 1^{ère} participation de SUNRAYCING au WSC fut annulée.

En février 2005, l'équipe fut reformée par Michael Friedrich (président actuel de SUNRAYCING) et quelques membres de l'ancienne équipe. Cette nouvelle équipe a pour but de participer à l'édition 2007 du WSC. Pour y parvenir, un certain nombre de travaux concernant diverses parties de la voiture sont en cours et ce projet est l'un d'entre eux.

1.2 Problème

Au fil des années, les différents participants (ou en tout cas les meilleurs) disposent souvent des mêmes technologies. Les écarts dus à l'optimisation plus ou moins réussie des éléments du véhicule tendent donc à s'amoindrir au fil des éditions du WSC ou des autres courses et il devient donc de plus en plus difficile d'améliorer les performances globales du système en restant dans les « sentiers battus » des schémas généralement utilisés. D'ailleurs, l'année 2007 risque d'être une année charnière, en effet, selon certaines rumeurs, le règlement du WSC va vraisemblablement changer radicalement lors d'une prochaine édition.

Afin de palier au manque d'expérience de l'équipe, étant donné qu'il s'agit de sa première participation à une course de voiture solaire, et de se démarquer des autres équipes SUNRAYCING concentre ses efforts sur plusieurs points :

- La stratégie ; Trois projets traitant de la stratégie ont été réalisés et on permis de mieux cerner le problème de la gestion de l'énergie. Un quatrième projet est en cours.
- Un nouveau design ; Une moto solaire

En effet, en étudiant les profils de voitures des autres équipes et en considérant le fait que certaines d'entre elles ont plus de 6 ans d'expérience dans ce domaine et des budgets colossaux, les membres de SUNRAYCING sont arrivés à la conclusion qu'il n'était pas envisageable de faire de réels progrès en terme d'aérodynamique sur la base de la géométrie habituelle (voiture à 3 roues). Il s'avère par ailleurs, qu'il serait possible de diminuer sensiblement la surface frontale (une première estimation est de 20% à 30%) du véhicule si celui-ci roulait sur 2 roues alignées, soit une moto. Or les dépenses énergétiques dues aux effets aérodynamiques représentent près de deux tiers des dépenses énergétiques totales, et cela ne fait que progresser avec l'augmentation de la vitesse moyenne des voitures au fil des courses.

SUNRAYCING décida donc d'étudier cette nouvelle géométrie. Un projet de semestre en aérodynamique est en cours et devrait permettre de déterminer si cette nouvelle géométrie est meilleure que celle à trois roues et si c'est le cas, de quantifier l'économie d'énergie envisagée.

1.3 But du projet

Ce projet a pour but de

- Modéliser le système à commander.
- Déterminer s'il est possible de garantir la stabilité de la moto dans toutes les situations qui peuvent être rencontrées lors de la course, c'est-à-dire, de forts vents latéraux avec de fortes rafales, le croisement de camions aux dimensions impressionnantes et roulant à des vitesses supérieures à 100km/h.
- Synthétiser un régulateur pour ce système
- Faire un bilan énergétique de la solution proposée afin de juger de sa pertinence.

1.4 Etat de l'art

Beaucoup de travaux ont portés sur l'étude de la dynamique des véhicules à deux roues. Le présent chapitre est un résumé de la « Literature Review » de [7], qui donne un bon aperçu des travaux passés.

Il est difficile de dire depuis quand les scientifiques étudient la dynamique des véhicules à deux roues, toutefois, la première étude sérieuse dont les résultats corrélaient avec la réalité (dans certaines circonstances) fut celle de Sharp (1971) qui dériva les équations du mouvement d'une moto traitée comme deux corps rigides (partie principale et fourche avant) joins à l'axe du guidon. Les pneus produisaient des forces linéairement dépendantes du glissement et les forces aérodynamiques ne furent pas considérées.

Ce modèle très simple exhibe déjà les principaux modes de vibration expérimentalement rencontrés sur les bicycles. Il s'agit du « capsize » mode, du « weave » mode et du « wobble » mode.

Sharp utilisa également ce modèle pour étudier l'effet des paramètres géométriques et mécaniques du véhicule sur les modes cités plus haut.

Koenen (1973) développa un modèle considérant de faibles perturbations autour du point d'équilibre lorsque le bicycle roule tout droit mais également en virage. Le point d'équilibre fut caractérisé par des équations algébriques non-linéaires, sur lesquelles étaient superposées les équations différentielles linéaires modélisant la dynamique autour du point d'équilibre.

Cooper (1974) montra l'importance des effets aérodynamiques sur la stabilité et les performances des motos à grande vitesse.

Jennings (1974) remarqua l'existence d'un « weave » mode modifié lorsque la moto circule le long d'un virage, dans lequel les suspensions jouent un rôle important, tant dans l'initiation que dans l'entretien de ce mode.

Singh (1974) mesura les forces latérales de pneus au repos.

Sharp (1976) étudia pour la première fois la dynamique d'une moto en accélération et décélération.

Weir et Zellner (1978) étudièrent l'effet du contrôle du pilote sur la dynamique du véhicule. Ils démontrèrent que le contrôle le plus utilisé par les pilotes, pour agir sur le comportement latéral du véhicule, est un contrôle du roulis en appliquant un couple sur le guidon. Un modèle linéaire simplifié de pilote a été développé.

Spierings (1981) commença à inclure des degrés supplémentaires dans les modèles pour prendre en considération la rigidité (précédemment considérée comme infinie) et l'amortissement intrinsèque des éléments constitutifs du véhicule et d'en étudier les effets.

Sharp et Pacejka (1991) développaient la « formule magique » (Magic Formula), formule empirique décrivant avec beaucoup de précision les données expérimentales de la dynamique des pneus.

Sharp (1994) montra qu'un large empattement et angle de guidon (angle entre l'axe de rotation du guidon et la verticale), amélioraient l'amortissement du « weave » mode.

Cossalter (1999), compléta la formule magique et étudia les facteurs influençant le couple sur le guidon en regard de la manœuvrabilité du véhicule.

1.5 Méthodologie et résumé

La méthodologie décrite ci-dessous reprend les points importants.

Les deux buts principaux de ce travail sont de

- Vérifier que la possibilité de rouler sur deux roues de manière « sûre » malgré les fortes perturbations attendues est viable.
- Estimer la consommation de système final pour juger de la pertinence de la solution d'un point de vue énergétique.

Pour atteindre le premier objectif, il suffit de trouver une solution de contrôle, sans pour autant garantir qu'il s'agit de la meilleure. Pour le second, il suffit que la consommation du système proposé comme solution du premier point soit inférieure à l'économie d'énergie budgétée avec la diminution de la surface frontale du véhicule.

La méthodologie pour atteindre les objectifs susmentionnés est donc la suivante et est reprise en détail dans le résumé au chapitre suivant:

- Etudier brièvement les perturbations attendues
- Proposer des solutions pour lutter contre ces perturbations
- Modéliser le système
- Identifier et/ou linéariser le système
- Contrôle et tests
- Dimensionnement des sous-systèmes
- Simulation de scénarii critiques ou communs
- Bilan énergétique, sommation des différentes consommations.
- Comparaison avec un système traditionnel à 3 roues et conclusions

1.6 Résumé

Le deuxième chapitre de ce travail a pour but de familiariser le lecteur avec les termes employés durant tous les rapports. La plupart des travaux étant rédigés en anglais, l'auteur se permet de conserver un certain nombre d'anglicisme de manière à rester cohérent avec le domaine. D'autres noms on simplement été choisis ou inventés.

L'origine de ce projet est la crainte de voir le système déstabilisé par les perturbations, qui sont attendues importantes. Le chapitre 3.2 les étudie brièvement et tente de déterminer les situations les plus critiques pour la stabilité du véhicule.

Le chapitre 3.3 propose un certain nombre de solutions envisageables pour lutter contre ces perturbations, puis en choisi deux et justifie l'élimination de la troisième.

Puis, il nous faut disposer d'un modèle sur lequel travailler. En effet, le système n'étant pas dimensionné et encore moins réalisé, nous ne disposons ni de système réel, ni de son modèle. Le premier point est donc de trouver et/ou de réaliser le ou les modèles suffisamment proches du système réel pour simuler le système et synthétiser les contrôleurs. C'est le sujet du chapitre 4 qui survole le modèle repris d'une source citée en bibliographie et détaille les éléments ajoutés au modèle existant.

Le modèle proposé au chapitre 4.2 étant numérique, il doit être identifié ou linéarisé autour du point de fonctionnement. Le chapitre 5 présente la manière adoptée et ses résultats.

Une fois le modèle linéaire à disposition, la synthèse du ou des contrôleurs peut avoir lieu. Le chapitre 6 débute par la présentation de la fragmentation du problème en sous problèmes puis les solutionne tours à tours. Des tests réguliers sont effectués lors des différentes étapes de synthèse des contrôleurs.

Les sous-systèmes impliqués dans le contrôle et dans la consommation d'énergie doivent être dimensionnés de manière à pouvoir être inclus dans la simulation. C'est le but du chapitre 7, qui propose une solution de dimensionnement cohérente avec la commande synthétisée au chapitre 6. Ces deux chapitres doivent être lus conjointement, car les résultats de l'un permettent la progression de l'autre et vice versa.

Le second objectif est atteint, au chapitre 8, lorsque les simulations du système complet soumis à des scénarios prédéfinis permettent de calculer la consommation des actuateurs dédiés au contrôle du véhicule. Ces données sont ensuite extrapolées pour estimer la consommation énergétique moyenne du système sur l'ensemble de la course.

Enfin, le chapitre 9 clôture ce travail avec la comparaison de la consommation de ce véhicule à celle de celui à trois roues, la discussion des résultats, les propositions de futurs travaux et les remerciements.

La bibliographie se trouve au chapitre 10, alors que les annexes constituent le chapitre 11.

2 Le système réel

Seul le concept général du véhicule est connu avec de gros points d'interrogations sur certaines parties comme la suspension arrière, les pneus, le châssis, et plus généralement la mécanique du système. D'autres sous parties dont nous discuterons plus tard ne sont, quant à elles, pas définies du tout, et un choix « à priori » de conception sera fait afin de pouvoir modéliser le système.

2.1 Description du système réel

Le système réel est un véhicule solaire à deux roues (en ligne), et plus généralement, le véhicule et son environnement. Mécaniquement, il s'agit d'une motocyclette électrique dont le moteur est dans l'axe de sa roue arrière, mais, étant donnée la forme extérieure un peu particulière, le terme « véhicule », plus général et adopté pour désigner le système dans la suite du travail.

Ce système comprend différents sous-systèmes tels que :

- Le système énergétique ; Composé des panneaux solaires, des MPPTs, du Bus de puissance, des batteries, leur électronique associée, et du moteur et son électronique associée.
- Le système de communication ; Composé du réseau interne, de l'émetteur/récepteur, etc...
- Le système aérodynamique ; Il s'agit des interactions entre l'air environnant et le véhicule.
- Le système mécanique ; qui détermine la dynamique (en partie) du véhicule.
- L'environnement perturbateur ; Tous les éléments extérieurs qui peuvent influencer la stabilité ou la consommation du véhicule.
- Etc...

La liste n'est évidemment pas exhaustive. C'est un projet typiquement pluridisciplinaire, qui donne lieu à de multiples projets d'étudiants.

L'étudiant en charge de la stratégie considérera, par exemple, le sous-système énergétique et l'environnement du véhicule (route, météo, autres véhicules, arrêts obligatoires, etc...), l'étudiant en charge du moteur ne considérera qu'une partie du sous-système énergétique, du système mécanique, etc. Dans le présent travail, seule la dynamique du véhicule a son importance. Celle-ci est influencée par les sous-systèmes mécanique et aérodynamique et partiellement l'environnement du véhicule. Ce sont donc ceux-ci qui sont abordés dans la suite du projet.



Figure 1: Vue 3D du modèle CAO simplifié de la moto solaire.

2.2 Description mécanique du véhicule

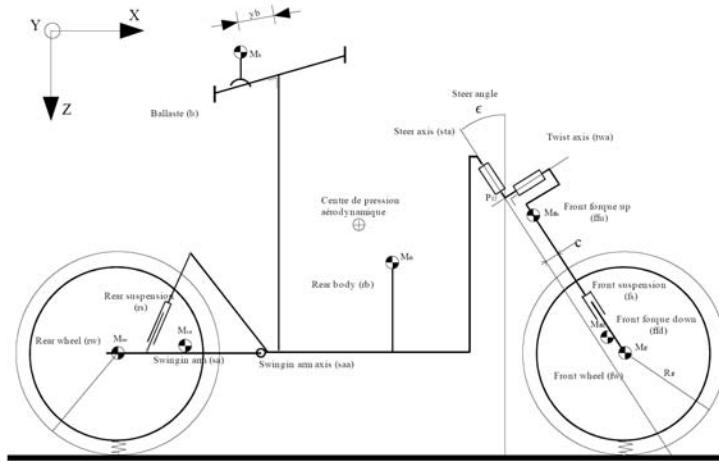


Figure 2: Schéma mécanique du véhicule

Le véhicule est constitué des corps et des liaisons suivantes (les suffixes entre parenthèses identifieront ces différents corps dans la suite du présent travail) :

Sous parties/Corps	liaisons	Suffixes associés
Fourche avant		ff
Roue avant		fw
Partie basse de la fourche	Axe de la roue avant (rotation)	fwa
Partie haute de la fourche	Suspension avant (translation)	ffd
	Axe du guidon (rotation)	fs
	Axe de torsion du guidon ¹ (rotation)	ffu
Cockpit		sta
	Guidage du ballaste (translation)	twa
Ballaste		rb
	Axe du bras oscillant (rotation)	bt
Fourche arrière		b
Bras oscillant		saa
Stator du moteur		rf
	Axe du moteur et de la roue arrière	sa
Rotor du moteur et roue		ms
		rwa
		rw

Les pneus ne sont pas représentés explicitement dans le schéma et ne sont pas cités ci-dessus. Toutefois, ceux-ci ont une dynamique (même si l'on suppose qu'ils n'ont pas de masse) et sont l'un des points les plus complexes de la modélisation mécanique qui suivra. On associera les suffixes **ft** et **rt** respectivement au pneu avant et au pneu arrière.

Le véhicule a donc la même structure mécanique de base qu'une moto conventionnelle et son pilote². Il y a toutefois quelques différences capitales avec une moto conventionnelle :

¹ Les travaux précédents montrent que globalement les différents corps de la moto peuvent être considérés comme indéformables, toutefois, la rigidité relativement faible de la fourche en torsion (axe contenu dans le plan de symétrie de la moto et perpendiculaire à l'axe du guidon) a une influence non négligeable sur la dynamique du système et peut être modélisé par cet axe associé à une rigidité et un coefficient d'amortissement.

² Le pilote est considéré comme partie mécanique dans la description mécanique du système, mais peut également donner lieu à une description sous forme de fonction de transfert liée à l'actuateur qu'il représente, du point de vue de la commande, ou comme une source de chaleur du point de vue thermique, etc...

- L'adjonction du système du ballaste mobile. Voir chapitre 3.3.
- La suppression d'un degré de liberté du pilote. Il s'agit du degré de liberté lié au mouvement du haut du corps du pilote, qui est généralement modélisé dans les autres modélisations, par un mouvement de rotation dont l'axe est longitudinal et placé au niveau du bassin du pilote. Ici, le pilote ne peut (pratiquement) pas bouger.
- Les dimensions ou paramètres géométriques des différents éléments. En effet, bien que la structure globale du châssis soit la même, il faut considérer que, pour des raisons aérodynamiques, de sécurité et de règlement interne au WSC, le pilote a la tête à l'arrière et les pieds vers l'avant du véhicule, que ces yeux sont à une hauteur de l'ordre de 70-80 cm et que l'empattement de la moto est de l'ordre du 2m. Cela implique que le centre de gravité est très bas (une fois et demie à deux fois plus bas qu'une moto traditionnelle) et placé plus à l'arrière qu'une moto traditionnelle.

D'autres différences existent mais on supposera qu'elles n'ont pas ou peu d'influence sur la dynamique du système :

- Le moteur est intégré à la roue arrière, ce qui élimine le système de transmission, pour des raisons évidentes de rentabilité, de simplicité et de fiabilité.
- Le véhicule est caréné. Cela n'a pas d'impact direct sur la dynamique, mais une grande importance du point de vue aérodynamique. L'influence de l'aérodynamique latérale du véhicule étant l'un des points critiques de la commande, ce problème sera traité en détail au chapitre 3.2.1.
- Le panneau solaire de 5m de long et 1,8 m de large au dessus du pilote. L'influence de ce panneau se fera sentir également au niveau de l'aérodynamique latérale.

La démo « mech_motorcycle_plain.mdl » de SimMechanics de Simulink [19] (voir chapitre 4.2) est basée sur une moto de course. Étant donné le manque d'information sur le présent système, la plupart des paramètres inconnus ont été repris ou estimés à partir de ceux de la démo. Les résultats présentés dans les chapitres suivants ne sont valables que pour un système correspondant aux paramètres choisis et ne constituent donc probablement qu'une grossière estimation des résultats que l'on trouverait pour le système réel. C'est pourquoi, la discussion finale considérera le fait que tous ces résultats devront être réévalués avec les valeurs correctes des paramètres du véhicule une fois celles-ci connues.

Toutes les caractéristiques du véhicule sont définies dans le fichier « Bicycle.m » dont la copie figure à l'annexe 11.5.

3 Approche globale du problème de l'équilibre du véhicule

Une des difficultés du présent travail est que le système réel n'est pas disponible, ou qu'il est très mal défini, puisque la plupart des parties ne sont pas encore dimensionnées. De fait, ce travail constitue la première approche (pour une voiture solaire, à notre connaissance) visant à automatiser l'équilibre d'une moto solaire.

Les routes du WSC sont bitumées, relativement plates (peu accidentées et de faible pente) et ne représentent donc pas de menace particulière pour le système. Par contre, ce sont des routes empruntées par tous les usagés habituels de la route, ce qui signifie que la moto solaire croisera régulièrement des camions de grande taille (poids lourds, plus de 50 croisés lors de la dernière édition de WSC). Si l'on associe cela au fait que la moto solaire comporte un panneau solaire de 9 m^2 (5 m par 1.8 m) horizontal et une surface latérale équivalente à une petite voiture (type Smart), il apparaît clairement que le vent latéral risque fortement de déstabiliser le système (voir chapitre 3.2).

Le chapitre suivant propose une estimation grossière de l'économie d'énergie envisagée avec la réduction de la surface frontale du véhicule.

Une estimation grossière des forces et couple que peuvent engendrer le vent latéral ainsi que de leur nature fréquentielle et des situations dans lesquelles ils peuvent être rencontrés est ensuite abordé.

Un catalogue de solutions propose plusieurs moyens permettant d'agir sur le système, sur les sorties et de lutter contre le vent latéral; l'angle de roulis, la vitesse de rotation selon l'angle de lacet ainsi que la vitesse latérale.

Les actuateurs ou sous-système choisis sont détaillés et partiellement dimensionnés de manière à pouvoir être inclus dans les modèles du chapitre 4, ainsi que dans la simulation.

3.1 Estimation de l'économie d'énergie grâce à la diminution de la surface frontale

La puissance consommée due à la traînée de la voiture vaut :

$$P_{\text{aéro}} = -\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_d \cdot S \cdot V^3$$

Équation 1: Consommation due à la traînée.

Où

- $P_{\text{aéro}}$ est la puissance consommée pour lutter contre la traînée (rendement de 100% supposé)
- ρ est la densité de l'air (1,2[kg/m³] environ)
- C_d est le coefficient de traînée
- S est la surface frontale
- V est la vitesse relative de l'air par rapport au véhicule.

Les meilleures voitures participantes au WSC ont une surface frontale de l'ordre de 0,8[m²] et un coefficient de traînée de 0.1. Ces valeurs représentent une consommation, à 100[km/h] de 1[kW].

L'épaisseur du cockpit est de l'ordre de 30[cm] sur toute la largeur de la voiture.

La géométrie à 2 roues permet de diminuer l'épaisseur sur une grande partie de la largeur de la voiture et de centraliser toute la masse (permettant ainsi, normalement de diminuer la masse du châssis).

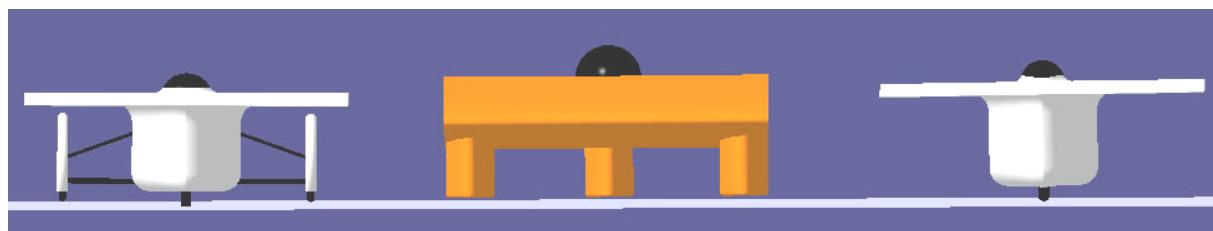


Figure 3: Géométries simplifiées des véhicules de l'alternative au véhicule à deux roue (droite), NUNA I (et II, centre), véhicule à 2 roues (droite).

L'économie conjointe sur les coefficients C_d et S est estimée à 20 à 30%, ce qui représente une économie de **200 à 300[W]** sur la consommation totale. On peut également écrire :

$$P_{\text{tot}} = \eta \cdot M \cdot g \cdot V + C_d \cdot S \cdot V_1^3 \quad \text{et} \quad C_{d2} \cdot S_2 = 0.8 \cdot C_{d1} \cdot S_1$$

$$P_{\text{tot1}} = P_{\text{tot2}} \iff 0.8 \cdot V_2^3 + \frac{\eta \cdot M \cdot g}{C_{d1} \cdot S_1} \cdot V_2 - \left(\frac{\eta \cdot M \cdot g \cdot V_1}{C_{d1} \cdot S_1} + V_1^3 \right) = 0$$

Équation 2: Estimation du gain en vitesse dû à la diminution de la surface frontale.

Où

- $P_{\text{aéro1}}$ et $P_{\text{aéro2}}$ sont respectivement la puissance consommée par le véhicule à 3 roues et celle pour le véhicule à deux roues, afin de lutter contre la traînée (rendement de 100% supposé).
- C_{d1} et C_{d2} sont respectivement les coefficients de traînée des véhicules à 3 roues et à 2 roues.
- S_1 et S_2 sont respectivement la surface frontale des véhicules à 3 roues et à 2 roues.
- V_1 et V_2 sont respectivement les vitesses relatives de l'air par rapport au véhicule.
- η est le coefficient de roulement (typiquement 0,006).
- M est la masse des véhicules (typiquement 250 [kg]).
- g est la gravité.

La solution réelle numérique de cette équation, lorsque V_1 vaut 100[km/h], est $V_2 = 107,12[\text{km/h}]$, soit un gain en vitesse de 7,12%.

Si le système d'équilibre ne consommait rien, nous pourrions escompter une vitesse moyenne 7,7% plus élevée que nos adversaires.

3.2 Perturbations principales agissant sur le système

Comme mentionné ci-dessus, les forces et couples induits par le vent latéral constituent³ les principales perturbations agissant sur le système. Il s'agit donc d'étudier suffisamment le sous-système vent/aérodynamique latérale pour évaluer l'amplitude et la gamme fréquentielle de ces perturbations.

3.2.1 Aérodynamique latérale du véhicule

La géométrie du véhicule, pour une première approximation de ses caractéristiques aérodynamiques, peut-être assimilée à deux ailes perpendiculaires (en T). La première correspondant au panneau solaire et la seconde au cockpit.

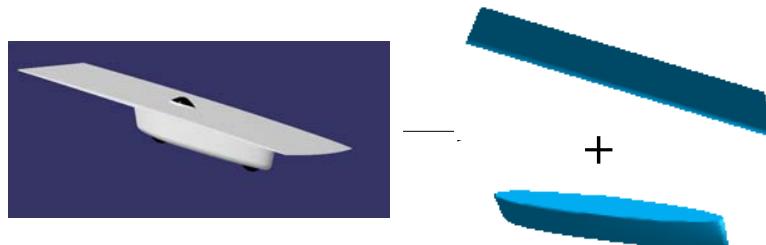


Figure 4: Décomposition de la géométrie du véhicule solaire.

L'applet JavaFoil disponible sur www.JavaFoil.com [16] permet, entre autres, d'estimer la portance et la traînée pour différents profils d'ailes, avec différents angles d'attaque.

L'estimation des forces et couples agissant sur le véhicule est donc réalisé de la manière suivante :

En supposant que l'effet du vent sur le véhicule complet est la somme des effets sur chacune des parties considérées séparément et que l'aérodynamique latérale du toit peut être estimée en considérant uniquement la composante latérale du vent, le problème est décomposé en trois sous-problèmes :

- L'aérodynamique latérale du toit.
- L'aérodynamique du cockpit.
- L'aérodynamique frontale.

On ne considère que la composante horizontale du vent.

L'applet JavaFoil [16] est utilisé pour calculer les coefficients C_d , « drag » (traînée), C_l , « Load » (portance), C_m (couple à 25 [%] de la corde) des profils correspondants au cockpit (EQH2360) et au toit (NACA65-001 en frontal, une plaque plane étant prise comme équivalent du toit en latéral), selon divers angles d'attaque, au toit.

L'angle d'attaque relatif au cockpit correspond à l'angle entre la direction du véhicule et du vecteur vent. L'angle d'attaque relatif au toit correspond au roulis du véhicule.

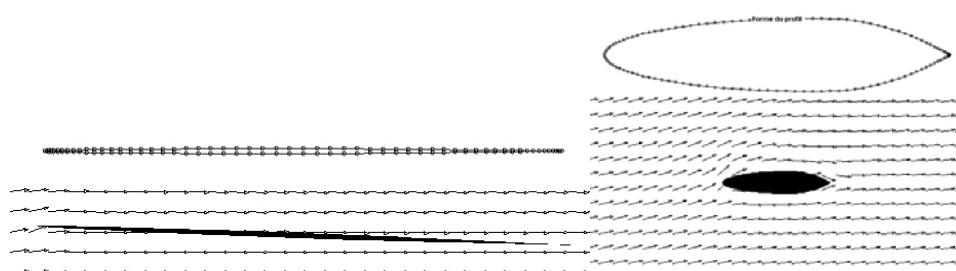


Figure 5: Profils et écoulement correspondant respectivement au toit (gauche) et au cockpit (droite). Copie d'écran de [16].

³ Il s'agit en fait d'une hypothèse de départ qui pourra être vérifiée à la fin du projet.

On a :

$$\vec{d}_v = \frac{\vec{V}}{\|\vec{V}\|} \quad v = \|\vec{V}\| \quad \alpha = a \sin(-\vec{d}_v \times \vec{d}) \quad \vec{d}_{lat} = \vec{e}_z \times \vec{d} \quad \vec{V}_{lat} = (\vec{V} \bullet \vec{d}_{lat}) \cdot \vec{d}_{lat} \quad v_{lat} = \|\vec{V}_{lat}\|$$

$$\vec{D}_t = \frac{1}{2} \cdot S_t \cdot Cd_t(roll) \cdot v_{lat}^2 \cdot \vec{d}_{lat} \quad \vec{L}_t = \frac{1}{2} \cdot S_t \cdot Cl_t(roll) \cdot v_{lat}^2 \cdot \vec{e}_z \quad \vec{F}_t = \vec{D}_t + \vec{L}_t$$

$$\vec{M}_t = \frac{1}{2} \cdot S_t \cdot Cm025_t(roll) \cdot v_{lat}^2 \cdot \vec{d} + \vec{r}_{025t} \times \vec{F}_t$$

$$\vec{D}_c = \frac{1}{2} \cdot S_c \cdot Cl_c(\alpha) \cdot v^2 \cdot \vec{d}_v \quad \vec{L}_c = \frac{1}{2} \cdot S_c \cdot Cl_c(\alpha) \cdot v^2 \cdot (\vec{d}_v \times \vec{d}) \quad \vec{M}_{025c} = \frac{1}{2} \cdot S_c \cdot Cm025_c(\alpha) \cdot v^2 \cdot \vec{e}_z$$

$$\vec{F}_{tot} = \vec{F}_t + \vec{D}_c + \vec{L}_c \quad \vec{M}_{tot} = \vec{M}_t + \vec{M}_{025c} + \vec{r}_t \times \vec{F}_t + \vec{r}_c \times (\vec{D}_c + \vec{L}_c)$$

Équation 3: Equations relatives à l'aérodynamique du véhicule.

Où

- \vec{V} est le vecteur de la vitesse relative du vent par rapport au véhicule.
- \vec{d} est le vecteur direction de la voiture (vecteur vitesse unitaire).
- \vec{e}_z est le vecteur unitaire vertical.
- S_t et S_c sont respectivement les surfaces du panneau solaire (toit) et du cockpit.
- Cd_t et Cd_c sont respectivement les coefficients de traînée du toit et du cockpit, fonctions du roulis et de l'angle d'attaque α , et estimés avec JavaFoil.
- Cl_t et Cl_c sont respectivement les coefficients de portance du toit et du cockpit, fonctions du roulis et de l'angle d'attaque α , et estimés avec JavaFoil.
- $Cm025_t$ et $Cm025_c$ sont respectivement les coefficients de couple au centre de pression du toit et du cockpit, fonctions du roulis et de l'angle d'attaque α , et estimés avec JavaFoil.
- \vec{r}_{025t} , \vec{r}_t et \vec{r}_c sont respectivement les vecteurs position du centre de pression du toit relativement au centre du toit, le vecteur position du centre du toit relativement au centre de gravité du véhicule et le vecteur position du centre de pression de cockpit relativement au centre de gravité du véhicule, chacun exprimé dans le référentiel fixe.
- Finalement \vec{F}_{tot} et \vec{M}_{tot} sont la force et le couple aérodynamique que subit la voiture lorsqu'elle est soumise à un vent relatif d'une vitesse \vec{V} alors qu'elle se déplace dans la direction \vec{d} .

Le script «plot_force_couple_v_lat» permet de calculer et représenter sur un graphique les couples et forces que subit le véhicule lorsque celui-ci roule à 28 [m/s], en fonction de la vitesse latérale du vent.

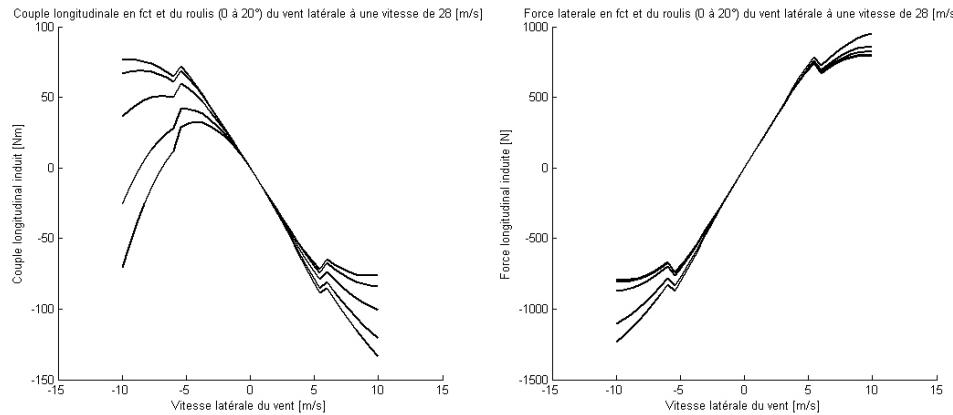


Figure 6: Couple longitudinal (gauche) et force latérale (droite) subis par le véhicule, lorsqu'il roule à 28[m/s], en fonction de la vitesse latérale du vent et pour 5 angles de roulis (-20°, -10°, 0°, 10° et 20°).

On voit que malgré des forces latérales relativement élevées (>1200 N), le couple que subit le véhicule (mesuré au centre de gravité) est lui assez faible. Cela est dû au fait que la hauteur du centre aérodynamique de pression et la hauteur du centre de gravité sont proches, ainsi la composante verticale du vecteur position du centre aérodynamique de pression dans le référentiel du véhicule, donnant lieu au couple longitudinal, est faible.

En effet, on a :

$$\vec{M} = \vec{M}_a + \vec{r}_a \times \vec{F}_a$$

Où,

- M est le couple dû au vent, subit par le véhicule, mesuré à son centre de gravité.
- M_a est le couple aérodynamique mesuré au centre aérodynamique de pression.
- F_a est la force due au vent que subit le véhicule.
- r_a est le vecteur position du centre aérodynamique de pression dans le référentiel du véhicule (rattaché à son centre de gravité).

3.2.2 Le Vent

Le contenu des paragraphes ci-dessous est tiré de [13] lui-même basé sur [6] et [19].

Le vent est généré par deux phénomènes de natures différentes :

- Le déplacement global des masses d'air dans la basse atmosphère.
- Les frictions entre ces masses d'air et entre les masses d'air et le sol ou les obstacles au sol.

Le résultat de ces deux phénomènes est respectivement, la vitesse moyenne du vent et les turbulences. La vitesse du vent varie beaucoup plus lentement que les turbulences.

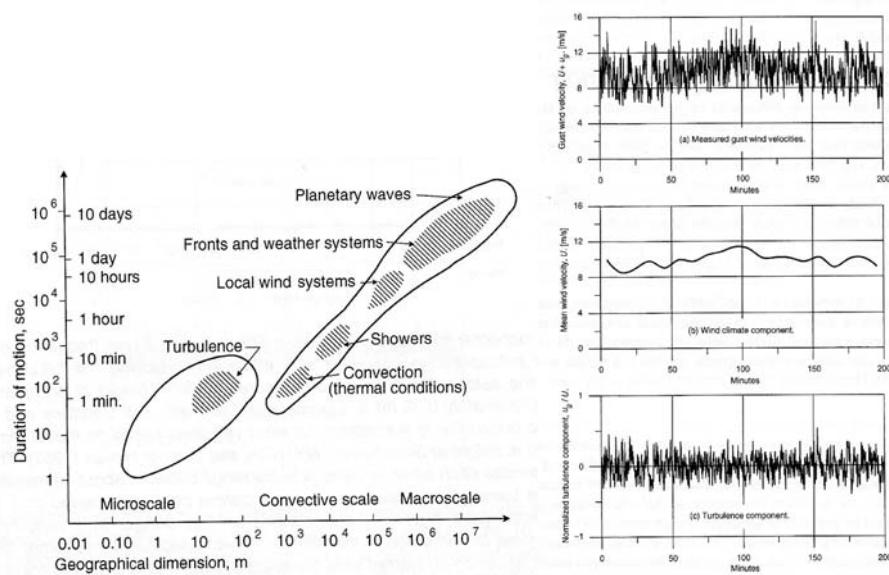


Figure 7: Classification des composantes du vent (gauche), vent moyen et turbulence (droite)

3.2.2.1 Modélisation du vent

3.2.2.1.1 Composante moyenne du vent

La composante de la vitesse moyenne du vent U , n'est pas constante selon l'altitude. Pour les basses altitudes (<300 m), une approximation de U est donnée par :

$$U = U_0 \cdot \left(\frac{z}{z_0} \right)^\alpha \quad [m/s]$$

Équation 4: Equation du vent moyen.

Où U_0 est la vitesse du vent à l'altitude z_0 ⁴.

α est un paramètre qui dépend de l'état du terrain.

Exemples :

Aucun obstacle :	$\alpha=0,12$
Peu d'obstacle :	$\alpha=0,16$
Zone industrielle :	$\alpha=0,22$
Zone urbaine :	$\alpha=0,30$

⁴ z_0 est l'altitude à laquelle on mesure le vent, en général 10 m.

3.2.2.1.2 Composante turbulente du vent

Les équations suivantes sont reprises de [19].

Les turbulences que rencontre un véhicule en mouvement peuvent être modélisées par un bruit blanc à bande limitée convolué avec un filtre dont la fonction de transfert dérive du spectre caractéristique des turbulences.

Donc

$$u(t) = lbwn(t) * h_u(t) \quad [m/s] \quad v(t) = lbwn(t) * h_v(t) \quad [m/s]$$

$$U_u(s) = LBWN(s) \cdot H_u(s) \quad \text{et} \quad U_v(s) = LBWN(s) \cdot H_v(s)$$

Équation 5: Modèle mathématique des turbulences.

Où lbwn est le bruit blanc à bande limitée (Limited Band White Noise)

Pour les basses altitudes, \bar{h} , les fonctions de transfert des filtres correspondants aux composantes longitudinales et latérales sont:

$$H_u(s) = \sigma_u \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot L_u}{\pi \cdot V}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{L_u}{V} \cdot s} \quad H_v(s) = \sigma_v \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot L_v}{\pi \cdot V}} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{L_v}{V} \cdot s\right)^2}$$

Équation 6:Fonction de transfert des filtres des turbulences [19].

Où L_u , L_v , σ_u , σ_v , sont définis ci-dessous :

$$L_u = L_v = \frac{\bar{h}}{(0.177 + 0.000823 \cdot \bar{h})^{1.2}} \quad \sigma_u = \sigma_v = \frac{0.1 \cdot U(6)}{(0.177 + 0.000823 \cdot \bar{h})^{0.4}}$$

Où $U(6)$ est la vitesse du vent à 6m.

Le bloc « Dryden Wind Turbulence Modèle » de la librairie Aerospace Blockset/Environment/Wind utilise ce modèle pour générer un vecteur de turbulence en [m/s].

Le graphique suivant est tiré d'un modèle Simulink représentant la turbulence vue par un véhicule à 100km/h, à une hauteur de 0.5 cm.

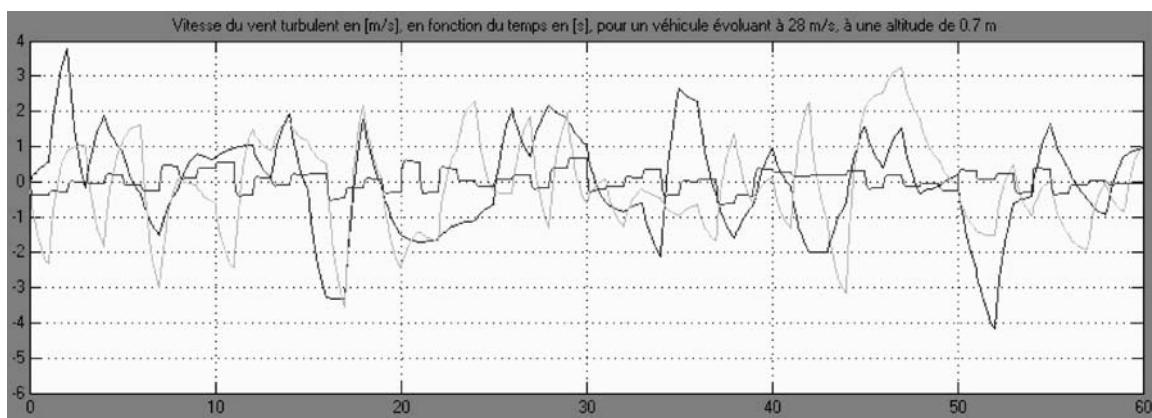


Figure 8: Turbulence autour d'un véhicule évoluant à 28[m/s] à une altitude de 0.5[m], lorsque la vitesse du vent moyen est de 15[m/s] à 6[m] d'altitude.

On voit, ainsi, que le vent, lorsque rien ne vient perturber le système, peut être traité en 2 composantes, la composante continue ou quasi-continue et la composante turbulente.

On remarque également que la vitesse des rafales sont largement comprises entre +/- 4 m/s, soit moins de 1/3 de la vitesse du vent moyen.

Toutefois, si un véhicule de grande taille comme un camion, est croisé par la moto solaire à vitesse élevée, on peut raisonnablement supposer que :

- La vitesse des rafales induites par ce volume en mouvement est supérieure à celle des rafales naturellement présentes dans l'air ambiant.
- Le véhicule, lorsqu'il est aux abords du camion, ne subit que les mouvements d'air induits par celui-ci.

3.2.2.1.3 Le vent sur le trajet de la course

Les schémas suivants présentent les roses des vents pour des positions particulières du tracé de la course. Ces roses des vents présentent la vitesse, la direction et la fréquence des vents sur la base d'observations moyennées sur plusieurs années.

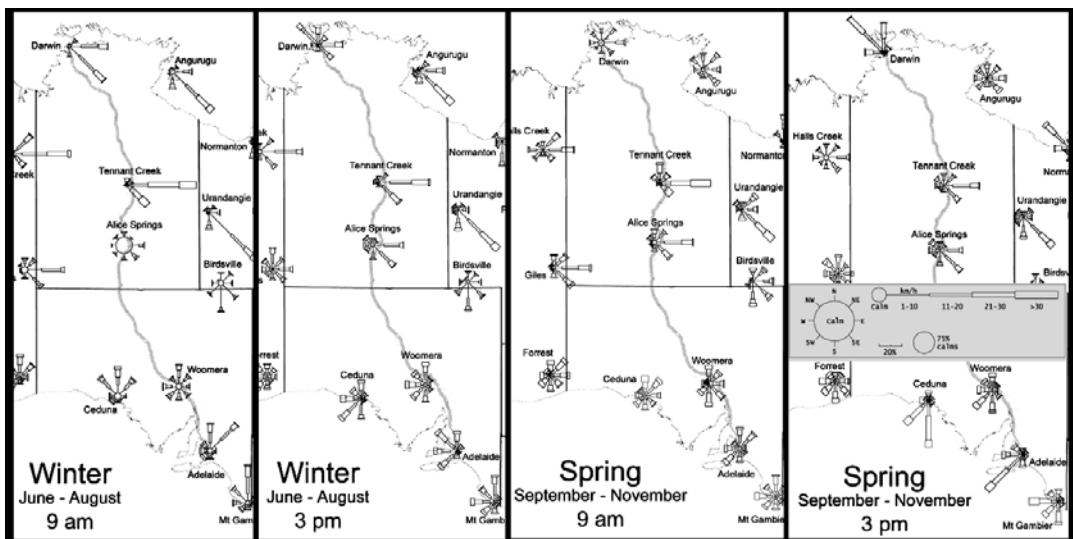


Figure 9: Roses des vents pour le tracé du WSC hivers et printemps, selon [17].

On remarque que les pires conditions en terme de stabilité se trouvent à Tennant Creek et Alice Spring, alors qu'en terme de consommation, il s'agirait plutôt de Darwin et Adélaïde. Les données plus détaillées pour Tennant Creek n'étant pas disponibles, l'annexe 11.3 ne présente que celles d'Alice Spring, Adélaïde et Darwin.

On relèvera par exemple qu'à Darwin, l'après-midi, la probabilité de trouver un vent entre 20 et 30 [km/h] est supérieure à 40 [%]. C'est-à-dire, que le système sera souvent sollicité pour garantir l'équilibre, ainsi, la consommation moyenne la plus élevée peut être approximée avec ces données.

La plus grande probabilité de rencontrer des vents supérieurs à 30 [km/h] se trouve sur la rose des vents d'Adélaïde d'octobre l'après-midi. Elle est comprise entre 10 et 20 [%]. On voit que malgré tout, la probabilité de trouver un vent moyen supérieur à 10 [m/s] soit 36 [km/h] est faible.

3.2.2.1.4 Perturbations générées par un camion

Ne disposant pas d'informations supplémentaires, on suppose que la vitesse latérale du vent générée par un camion roulant en sens inverse est supposé ressembler à une fonction temporelle décrite comme suit :

- Une turbulence telle qu'elle est définie au chapitre 3.2.2.1.2, pour une vitesse moyenne de vent de 10 [m/s], débutant au temps t_0 , à laquelle s'ajoutent :
 - Une rampe montante, dont la valeur initiale est nulle, dont la vitesse finale est de 10 [m/s], débutant au temps t_0 , et dont le temps de montée est de 0,1 [s].
 - Une rampe descendante identique débutant au temps $t_0+0,1$.
 - Une rampe montante comme définie au deuxième point débutant au temps t_0+2 .
 - Une rampe descendante comme définie au troisième point débutant au temps $t_0+2.1$.
 - Une diminution linéaire de l'amplitude des turbulences pendant 3[s], jusqu'à 0.

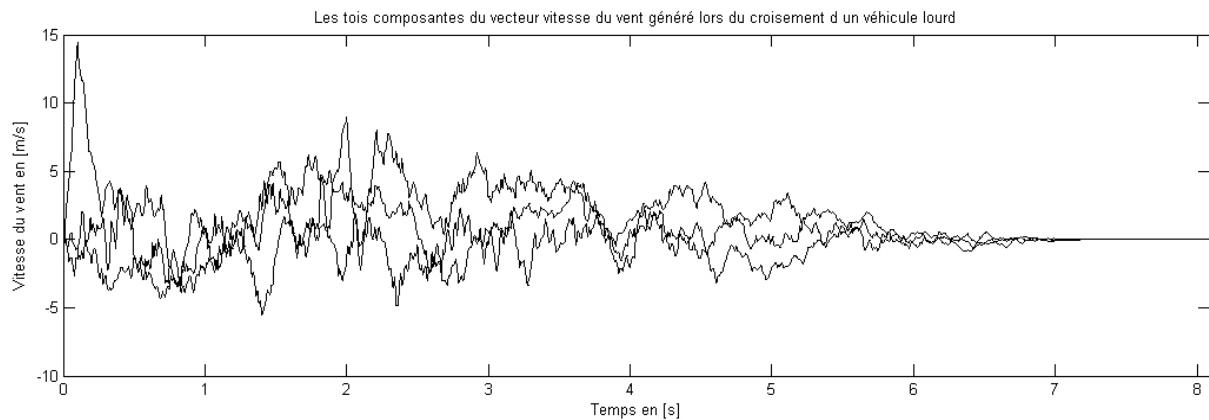


Figure 10: Simulation de turbulence générée par le croisement d'un camion à 30[m/s]

3.2.3 Scénario critique de course

Le scénario de course le plus critique en terme de perturbations dues au vent est donc le suivant :
Le véhicule solaire est soumis à un fort vent moyen dont la direction est perpendiculaire à la sienne. Puis elle croise un véhicule de grande taille roulant à grande vitesse en sens inverse.

On verra au chapitre 8, que ce n'est pas aussi évident que cela.

3.3 Recherche de solutions

Les perturbations étant définies, il s'agit de trouver des moyens d'agir contre celles-ci, c'est-à-dire d'agir sur les sorties du système qui sont fortement perturbées par celles-ci.

Les perturbations dues au vents vont évidemment affecter le roulis, mais également, et de manière moins évidente, la vitesse de rotation selon l'angle du lacet et la vitesse latérale du véhicule.

Il s'agit en fait de pouvoir générer une force latérale et un couple longitudinal au moins supérieurs à ceux générés par le vent.

Moyens de générer un couple longitudinal :

- Déplacement du centre de gravité
 - Déplacer le pilote.
 - Déplacer une masse dans le véhicule.
- Générer une force latérale agissant à une hauteur différente de celle du centre de gravité du véhicule
 - Actuateur générant une force.
 - Utiliser les pneus pour générer une force latérale.

Moyens de générer une force latérale :

Voir le second point ci-dessus.

Sur un véhicule quelconque, les solutions pour chacun des moyens évoqués ci-dessus seraient multiples, mais dans le cas qui nous concerne, les contraintes sont importantes. En effet, environ deux tiers de l'énergie, lors de la course, sont utilisés pour lutter contre la force aérodynamique longitudinale (traînée), alors qu'environ un tiers est utilisé pour lutter contre le couple de roulement dû à la friction des pneus sur la route. Ce dernier est proportionnel à la masse du véhicule alors que la force aérodynamique est proportionnel au coefficient C_d , lui-même principalement déterminé par la forme du véhicule.

D'habitude, le pilote utilise le haut de son corps (principalement) pour déplacer le centre de gravité de l'ensemble latéralement, mais pas dans le cas de la moto solaire. En effet, pour des raisons d'économies de volume, le pilote est confiné dans un espace qui ne lui permet presque aucun mouvement.

Les contraintes sur les solutions envisagées sont donc les suivantes :

- Une **consommation** moyenne **minimale**. L'économie d'énergie due à la surface frontale plus faible d'un véhicule à deux roues est estimée à une valeur comprise entre **200 et 300 [W]** (voir 3.1).
- Une **faible masse**. La « consommation massique » à 100km/h due à la friction des pneus sur la route, c'est-à-dire le coût énergétique du transport d'un kilogramme, est de l'ordre de **1,6 [W/kg]**.
- **Pas de modification de la forme du véhicule**. Des contraintes supplémentaires sur la forme du véhicule rendraient le problème de l'aérodynamique très difficile à résoudre. Comme on l'a vu ci-dessus, l'aérodynamique du véhicule est un facteur déterminant de l'efficacité de celui-ci. Cette contrainte sous-entend que tous les actuateurs ou sous-systèmes permettant d'agir pour générer les forces ou les couples discutés ci-dessus, doivent être **internes**.

3.3.1 Catalogue de solutions

Système	Détail	Avantages	Inconvénients
Ailerons	Deux ailerons disposés de part et d'autre du bord de fuite du toit peuvent être actionnés (en opposition) à la manière des ailerons d'un avion permettant de contrôler son angle de roulis, afin de créer un couple longitudinal.	<ul style="list-style-type: none"> • Faible consommation estimée. • Bande passante élevée. • Faible masse. • Faible encombrement 	<ul style="list-style-type: none"> • Le couple généré dépend fortement de la vitesse.
Actuateur sur le guidon	Un moteur couple est connecté en prise directe sur le guidon et est utilisé pour modifier la direction du vecteur de rotation de la roue avant, modifiant ainsi le rayon de courbure du véhicule. La source extérieure de force latérale est la friction des pneus sur la route.	<ul style="list-style-type: none"> • Faible encombrement. • Masse moyenne à faible. • Bande passante élevée. 	<ul style="list-style-type: none"> • Consommation difficile à estimer.
Propulseurs à gaz ou « réacteur »	De petits propulseurs sont disposés de part et d'autre du véhicule. Ils peuvent être utilisés brièvement pour générer une force ou un couple, à la manière de ceux utilisés pour contrôler l'attitude les satellites.	<ul style="list-style-type: none"> • Faible masse. • Faible encombrement. • Bande passante très élevée. 	<ul style="list-style-type: none"> • Consommation élevée. • Stock d'énergie limité et non renouvelable. • Incompatibilité avec le règlement de la course⁵ !
Ballaste mobilee	Une masse se déplace latéralement dans le véhicule. La dynamique ainsi que le déplacement statique du centre de gravité de l'ensemble génèrent des forces et des couples par le biais de réactions du sol sur les pneus.	<ul style="list-style-type: none"> • Masse relativement faible⁶. • Faible consommation⁷. 	<ul style="list-style-type: none"> • Encombrement important. • Complexité mécanique. • Bande passante limitée. • Course limitée. • Masse mobile limitée.

⁵ Le règlement de la course stipule que le véhicule ne doit fonctionner qu'avec de l'énergie d'origine solaire, donc issue d'une transformation plus ou moins directe du rayonnement solaire. Les réacteurs utiliseraient de l'énergie fossile, qui assurément ne serait pas reconnue comme énergie issue du rayonnement solaire.

⁶ La masse en mouvement peut être constituée de matériel indispensable au sein de la voiture, comme les batteries par exemple. La masse additionnelle relative à ce système est constituée de l'actuateur, de son électronique de contrôle et de l'éventuel réducteur et système de guidage.

⁷ La consommation d'un tel système, s'il est bien conçu, est approximativement égale aux pertes dues à la friction et les pertes joules dans l'actuateur.

3.3.2 Choix des sous-systèmes

Comme on l'a vu, les propulseurs ne peuvent être utilisés pour cause d'incompatibilité avec le règlement. Il reste donc :

- Les ailerons
- L'actuateur sur le guidon
- Le ballaste mobile

Les deux derniers seront conservés pour la suite et détaillés dans les chapitres 4, 0 et 7.

La brève étude de la solution des ailerons présentée ci-dessous explique pourquoi cette solution n'est pas viable et est écartée.

3.3.3 Etude des ailerons

Deux ailerons disposés de part et d'autres du bord de fuite peuvent être utilisés pour générer un couple longitudinal. Pour cela, l'un est actionné dans un sens et l'autre, dans l'autre. Ils ne sont pas forcément, exactement actionnés en opposition. Cela dépend de la fonction :

$$Cl = f(\alpha_a)$$

Où

- Cl est le coefficient de portance de la section du toit délimitée par la largeur de l'aileron.
- α_a est l'angle d'inclinaison de l'aileron.

Si f est une fonction paire, les ailerons peuvent être actionnés en opposition, sinon, ils doivent avoir chacun un actuateur dédié et une commande associée. L'avantage de la seconde solution est que l'on peut également générer des forces verticales pour augmenter ou diminuer la réaction du sol sur les roues. Cela peut être utile dans certaines situations de perte d'adhérence des pneus sur la route.

Il faut également ajouter que l'utilisation des ailerons provoque une augmentation significative du coefficient de traînée et donc de la puissance consommée par le véhicule pour la propulsion. Il ne faut donc pas compter utiliser les ailerons de manière permanente mais uniquement brièvement.

3.3.3.1 Couple généré par les ailerons

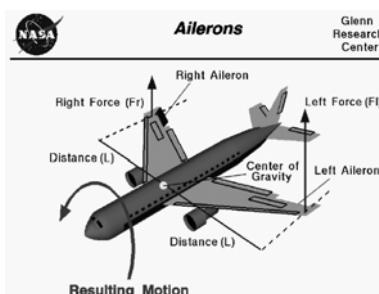


Figure 11: Action des ailerons sur un avion [15].

JavaFoil [16] permet également de modifier un profil donné en y incluant une courbure supplémentaire représentant un aileron

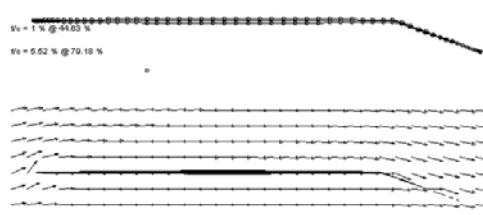


Figure 12: Profil NACA65-001 avec aileron d'une déflection de 20° [16].

Les coefficients de portance, de traînée et de couple ont été estimés pour plusieurs angles de déflexion des ailerons compris entre +/- 20[°]. Si l'on considère que les ailerons ont chacun une largeur de 60[cm], une longueur de 1[m], et que la force de portance générée par un aileron et localisée au milieu de la largeur de celui-ci, on peut représenter le couple longitudinal généré par la déflexion d'un aileron à une vitesse de 30[m/s] comme suit :

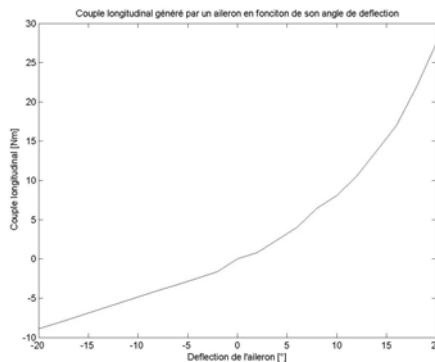


Figure 13: Couple longitudinal généré par un aileron en fonction de l'angle de déflexion à 28[m/s]

Le couple maximum généré par les deux ailerons, sachant qu'il serait imprudent de générer des portances d'amplitudes différentes, peut être approximé par

$$M_{a,\max} = 2 \cdot \min \left(\max \left(M(\alpha_a) \right)_{\alpha_a > 0}, \max \left(M(\alpha_a) \right)_{\alpha_a < 0} \right)$$

On trouve ainsi un couple maximum de 17,82 [Nm], ce qui est très inférieur au couple maximum engendré par le vent (>100 [Nm]).

Remarque : Il faut relevé que l'idée originale était d'utiliser ces ailerons dans les situations de perturbations fortes et rapides, que qui correspond à la situation, évoquée plus haut, du croisement d'un véhicule lourd. Dans une telle situation, on a vu que les rafales étaient importantes, il est donc impossible de garantir un flux laminaire de l'air ambiant, ce qui détériore la portance générée par les ailerons. De plus, la portance étant générée sur toute la longueur de l'aile, et non pas seulement sur l'aileron lui-même, il devient très difficile de mesurer l'effet réel de la déflexion de ce dernier. Enfin, si l'on désire générer des forces de portance égales et opposées sur les deux ailerons, les forces de traînées correspondantes ne sont pas les mêmes, induisant ainsi un couple vertical sur le véhicule, ce qui n'est pas une bonne chose pour la stabilité de celui-ci.

Ces valeurs de couple aussi faibles trouvées sont dues au choix du profil du toit. En effet, le profil choisi, le NACA65-001, l'a été car celui-ci est connu pour la faible traînée, son coefficient de portance faible et peu dépendant de l'angle d'attaque.

Ces deux éléments sont indispensables dans notre application ; le faible coefficient de traînée pour la consommation, et le coefficient de portance presque indépendant de l'angle d'attaque afin de garantir la stabilité du système lors de variations de l'assiette (tangage) du véhicule dues à la dynamique des suspensions. Par exemple, lors du passage du véhicule sur une bosse, l'assiette de celui-ci va être momentanément affectée, le temps que les suspensions amortissent le mouvement. Si une portance était alors générée, le véhicule risquerait de perdre l'adhérence avec le sol, voir de s'envoler ! Les mêmes ailerons sur d'autres profils, peuvent générer des couples dix fois supérieurs pour les mêmes angles de déflexion.

Ainsi, la solution des ailerons peut être abandonnée, car la mise en œuvre d'un tel système est compliquée et que le bénéfice en terme de gouvernabilité du système est trop faible.

4 Modélisation

Plusieurs typologies de modèles sont possibles. Dans l'application qui nous concerne, il est nécessaire de disposer au moins d'un modèle de connaissance pour la simulation, étant donné que le système réel n'est pas disponible (puisque non réalisé pour le moment). De plus, ce modèle de connaissance pourra être utilisé pour le dimensionnement à venir du système complet.

La synthèse de la commande peut être réalisée de diverses manières et sur la base de modèles de typologies différentes. Par exemple, un modèle de connaissance simplifié ou linéarisé autour d'un point de fonctionnement, peut permettre de trouver les matrices A, B, C et D du modèle d'état correspondant et d'appliquer les méthodes de commandes linéaires multi variables. Ces matrices peuvent aussi être identifiées à partir des signaux d'entrée et sortie du système simulé donnant lieu à un modèle de représentation. Ou encore, le modèle de représentation dérivé des signaux d'entrée et sortie permettrait de synthétiser un régulateur.

Les modèles de motos ne manquent pas. Le chapitre 1.4, consacré à l'état de l'art, retrace l'évolution des modèles, principalement analytiques, utilisés auparavant. La difficulté ici, est de pouvoir ajouter le sous-système du ballaste et de supprimer le pilote. Il faut donc avoir accès au détail de la dérivation des modèles ou les reprendre, c'est-à-dire refaire tout le travail de modélisation analytique, ce qui est inenvisageable dans le temps qui est imparti à ce projet. Ce chapitre présente, donc, deux approches, deux modèles de connaissance.

La première, est le modèle analytique très simplifié qui pourra être utilisé pour mieux appréhender le système.

La seconde, le modèle mécanique, pourra être utilisé pour la simulation, le dimensionnement (simulation du système dans certaines situations), pour la validation du modèle analytique ou encore pour une identification d'un modèle d'état (numérique).

Le modèle analytique présenté ci-dessous, a été la première méthode pour disposer d'un modèle pour la synthèse des régulateurs. Le temps investi dans la compréhension et la modification de ce modèle étant important, celui-ci est brièvement présenté ci-dessous et en annexe, bien qu'il n'intervienne pas du tout dans les résultats du présent travail. Cela se justifie par le fait que ce travail fait partie d'un projet d'étudiant de grande ampleur, et qu'un prochain projet pourrait nécessiter un tel modèle. De plus, ce modèle est suffisamment simple pour être bien compris et constitue la base de réflexion des concepts mis en place dans ce travail.

4.1 Modèle analytique simplifié

Il a été montré que certains phénomènes rencontrés dans la réalité peuvent être mis en évidence déjà avec un modèle extrêmement simplifié du système (voir chapitre 1.4). Plus précisément, les principaux modes d'oscillations du système, bien connus des motards, comme les « capsize» mode , « wave» mode et « wobble » mode, sont mis en évidence avec le modèle de Sharp [7]. Un premier modèle, basé sur celui de Sharp, est explicité afin d'étudier la dynamique de base du système.

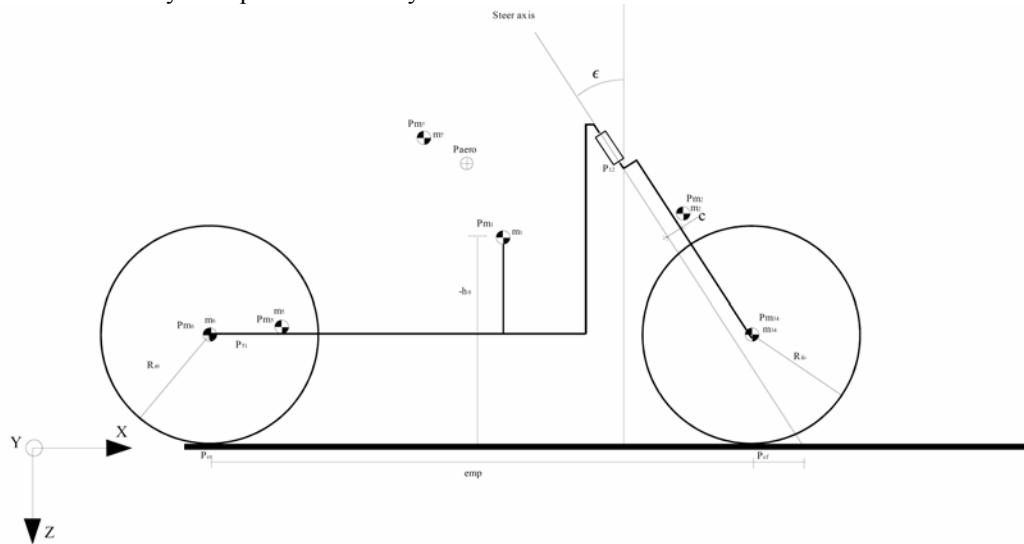


Figure 14: Modèle simple de la moto

Hypothèses :

- Tous les corps sont rigides.
- Le pilote est rigidement fixé au corps principal de la moto (corps 1).
- Les roues sont infiniment fines.
- Les pneus ne se déforment pas.
- Les roues roulent sans glisser.

Ce modèle diffère de celui Sharp par les éléments suivants :

- Dans le modèle de Sharp, la partie haute du corps du pilote pouvait pivoter autour de l'axe longitudinal (roll du pilote).
- Aucune masse ne pouvait être déplacée latéralement par rapport au plan de symétrie de la moto (excepté le corps du pilote).

Sous ces hypothèses, les **coordonnées généralisées** sont :

- **posx, posy, posz** : les coordonnées du centre de gravité du corps principal.
- **yaw, roll, pitch** : les angles d'Euler du corps principal.
- **steer** : l'angle de rotation guidon
- **tetaf, tetar** : les angles de rotation des roues (par rapport à leur position initiale)

Sous l'hypothèse que les roues roulent sans glisser, on a les contraintes de vitesse suivantes :

$$\vec{v}_{cf} = 0$$

$$\vec{v}_{cr} = 0$$

Équation 7: Contraintes de vitesse.

On a ainsi $n-m=9-6=3$ vitesses indépendantes donc 3 degrés de liberté. Cela signifie que le système peut atteindre n'importe quelle position dans l'espace des $n=9$ coordonnées généralisées, mais pas par n'importe quel chemin [9], car il n'y a que 3 vitesses indépendantes.

4.1.1 Equations du mouvement linéarisées

Les équations du mouvement suivantes sont une linéarisation du modèle complet autour du point de fonctionnement correspondant au véhicule roulant tout droit à vitesse, v , constante.

$$M\ddot{q}^d + [C_1 \cdot v]\dot{q}^d + [K_0 + K_2 \cdot v^2]q^d = f^d$$

ou

$$\ddot{q}^d = M^{-1} \cdot f^d - M^{-1} \cdot [C_1 \cdot v]\dot{q}^d - M^{-1} \cdot [K_0 + K_2 \cdot v^2]q^d$$

Équation 8: Equations du mouvement du modèle simplifié, [5].

Avec $q^d = (roll, steer)^T$, v , la vitesse longitudinale, f^d , les forces énergétiquement actives selon les degrés de liberté correspondant (roll et steer) les matrices M , C_1 , K_0 , K_2 respectivement les matrices de masse, d'amortissement, et de rigidité proportionnelles à la vitesse et au carré de la vitesse.

Les degrés de liberté étant des angles, f^d est un vecteur de couple

$$f^d = \begin{pmatrix} M_r \\ M_\delta \end{pmatrix}$$

Etant donné que l'on va agir sur le système, on peut tout de suite exprimer f^d comme :

$$f^d = \begin{pmatrix} M_r \\ M_\delta \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} M_{rest} \\ M_{\delta rest} \end{pmatrix}$$

Équation 9: Vecteur de couple, entrée du système simplifié.

Où

- M_r est le couple appliqué sur le système dû à des forces contrôlées.
- M_δ est le couple appliqué sur le guidon dû à des forces contrôlées.
- M_{rest} est le couple appliqué sur le système dû à des forces non contrôlées, perturbatrices.
- $M_{\delta rest}$ est le couple appliqué sur le système dû à des forces non contrôlées, perturbatrices.

En posant :

$$x = \begin{pmatrix} q \\ \dot{q} \end{pmatrix}$$

On peut réécrire l'équation 1 sous la forme d'un système d'équations différentielles ordinaires du 1^{er} ordre (ODE), communément utilisé dans les méthodes d'état par exemple :

$$\dot{x} = \begin{pmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}[K_0 + K_2 \cdot v^2] & -M^{-1}[C_1 \cdot v] \end{pmatrix} \cdot x + \begin{pmatrix} 0 \\ M^{-1} \cdot f^d \end{pmatrix}$$

Équation 10: Système d'équations différentielles linéaires de 1er ordre décrivant la dynamique du modèle simplifié.

Dans le problème qui nous concerne, les grandeurs de commande ainsi que les perturbations dues aux forces extérieures (forces aérodynamiques latérales ou couple appliqué par le pilote sur le guidon par exemple) apparaîtront dans le terme f^d .

Le graphique suivant présente les valeurs propres du système en fonction de la vitesse selon le modèle proposé ci-dessus et pour la géométrie du véhicule exposé à l'annexe 11.5.

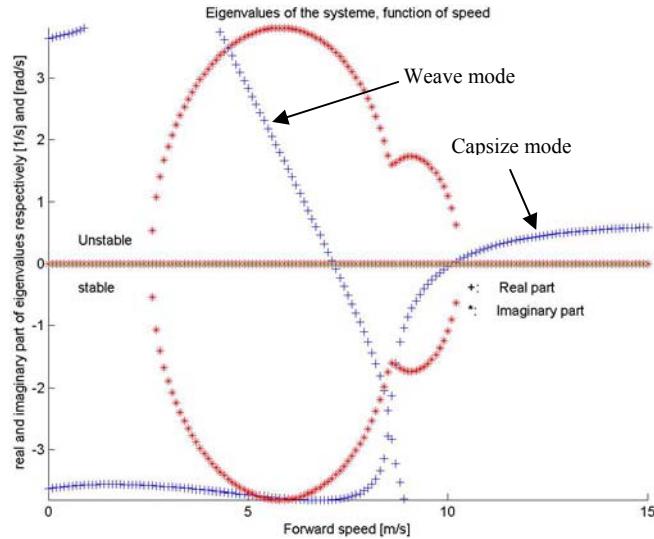


Figure 15: Valeurs propres du système simple linéarisé en fonction de la vitesse.

On remarque sur ce graphique, que le système en boucle ouverte n'est stable que sur une plage de vitesse restreinte à environ 7,5 à 10 [m/s].

On remarque également que la partie imaginaire des valeurs propres ne dépasse jamais 4 à 5 [rad/s] correspondant à une fréquence inférieure au hertz. Ces modes sont donc facilement stabilisés par un pilote dont la constante de temps est proche de 0.3 [s].

4.2 Modèle Simulink

Un modèle mécanique détaillé d'une moto de compétition, basé sur [12], est disponible dans les démos de SimMecanics (Toolbox de Simulink dans Matlab). Ce modèle permet de bien simuler l'évolution temporelle du système réel.

Ce modèle mécanique comporte un pilote dont le haut du corps peut pivoter autour d'un axe longitudinal. Le pilote agit également sur le guidon afin de stabiliser le véhicule.

Ce modèle a été successivement modifié afin de correspondre au système de la moto solaire. Les points suivants ont été modifiés ou rajoutés :

- Le pilote est rigidement attaché au corps principal de la moto.
 - Un actuateur permet de générer un couple entre le guidon (fourche avant haute) et le corps principal.
 - Le ballaste a été ajouté. Celui-ci peut se déplacer latéralement à la moto et est contrôlé par un sous système composé d'un actuateur et d'un contrôleur.
 - Tous les paramètres du modèle dont les paramètres correspondant connus ou estimés de la moto solaire ont été modifiés. (Les paramètres des pneus, des suspensions et du « Twist axis » ont été laissés tel quel par manque de données).
 - Un bloc aérodynamique a été développé afin de simuler l'effet du vent le véhicule.

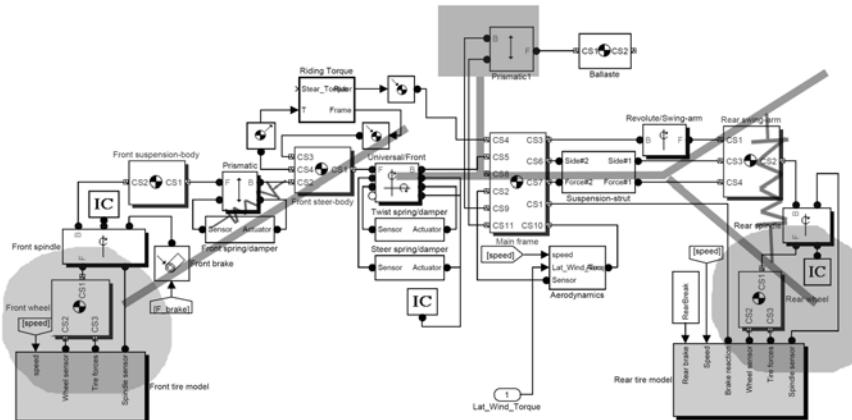


Figure 16: Modèle mécanique Simulink (simplifié)

Le modèle final comprend le détail des différents actuateurs choisis, afin de pouvoir quantifier leur consommation, un sous-système détaillé pour l'aérodynamique du véhicule ainsi que l'environnement (génération du vent) de ce dernier. Selon les situations, certaines parties ont été simplifiées ou supprimées pour faciliter la résolution du problème traité. Par exemple, lors de la synthèse du régulateur du guidon (voir chapitre 6.1.3), les perturbations ont été supprimées, puis remises lors de la phase de test. De plus, le design de certaines parties dépend de la commande elle-même. Par exemple, on ne peut choisir les moteurs associés au ballaste ou au guidon tout pendant que l'on ne connaît pas les amplitudes de couple et de vitesse qu'ils doivent être capables de produire. Ainsi, le modèle destiné au design de la commande du roulis, ne contient qu'un modèle simplifié du ballaste, ne contenant qu'une commande en couple du ballaste, indépendante du moteur choisi.

Les sous-systèmes modifiés ou ajoutés sont détaillés ci-dessous.

Ce modèle constituera le modèle de connaissance, de simulation, pour la suite du projet et sera substitué au système réel tout pendant que celui-ci ne sera pas disponible.

4.2.1 Sous système du ballaste

Le sous système du ballaste comprend

- le ballaste, physiquement les batteries et éventuellement un poids d'appoint,
- son guidage linéaire,
- la transmission du mouvement, comprenant le réducteur et la transformation du mouvement rotatif en mouvement linéaire,
- le moteur,
- l'ampli,
- le contrôleur
- l'encodeur et éventuellement
- un frein.

Le système du ballaste fait l'objet de plusieurs modélisation.

- Une modélisation destinée à la synthèse du régulateur de l'accélération latérale (voir chapitre 6.2).
- Une modélisation représentant aussi fidèlement que possible le système réel.
- La modélisation ci-dessus posant des problèmes lors de la simulation en conditions réelles, une troisième modélisation a été réalisée dans le but d'estimer la consommation du moteur.

4.2.1.1 Modèle destiné à la régulation de l'accélération latérale

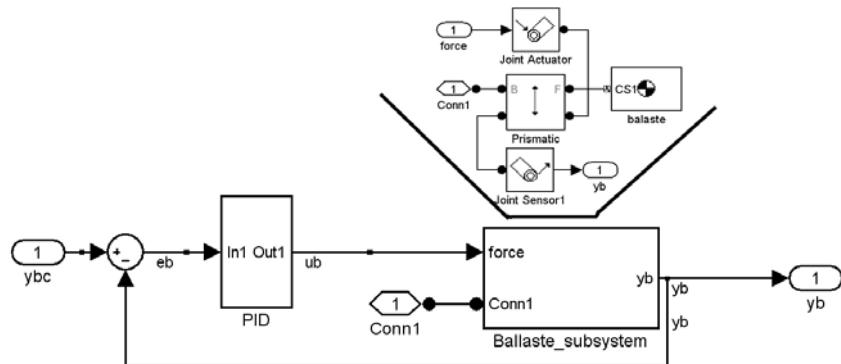


Figure 17: Modèle simple de sous-système du ballaste et de sa commande.

Dans ce modèle, le moteur n'est pas modélisé. La force est la sortie du régulateur (PID) donc la grandeur de commande du système à commander. La force est directement imputée au ballaste via le bloc « Joint Actuator ». Il n'y a pas non plus de considération de la transmission ou d'autres éléments secondaires. Cela permet d'avoir un système stable, dont le régulateur est simple à synthétiser, avec une bande passante suffisamment élevée en boucle fermée. Une fois la commande de l'accélération latérale réalisée, les forces et puissances en action sont connues et le dimensionnement du sous-système peut avoir lieu, sur la base duquel le modèle fidèle de système réel peut être réalisé.

4.2.1.2 Modèle détaillé du système réel

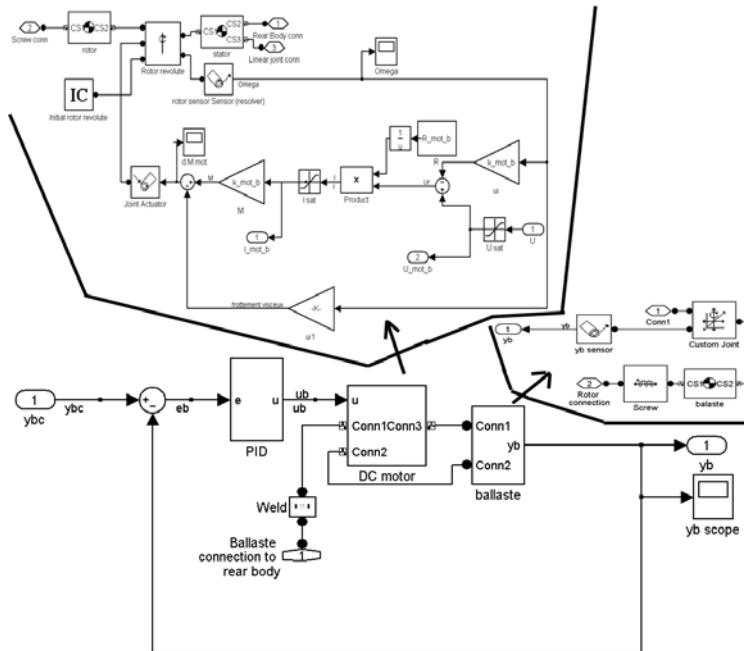


Figure 18: Modèle Simulink détaillé du ballaste, de son moteur, de la transmission, du guidage et de la commande.

Le système à commander, ici, est constitué du modèle du moteur (en haut), du réducteur, du ballaste lui-même et de son guidage, une vis à billes sans frottement (haut droite).

Ce modèle du moteur contient un corps pour le stator, un pour le rotor et le modèle électrique statique (sans considération de l'inductance). Le joint supplémentaire (en haut du modèle de la transmission) est nécessaire pour limiter le mouvement du ballaste à la translation (suppression de la rotation autour de l'axe de la vis à billes). Les autres degrés de libertés sont laissés libres afin de ne pas créer de sur contrainte de positionnement. Le moteur est modélisé en quasi-statique, c'est-à-dire qu'on néglige l'inductance du bobinage. Le PID est synthétisé au chapitre 6.2.2.

4.2.1.3 Modèle d'estimations de la consommation énergétique

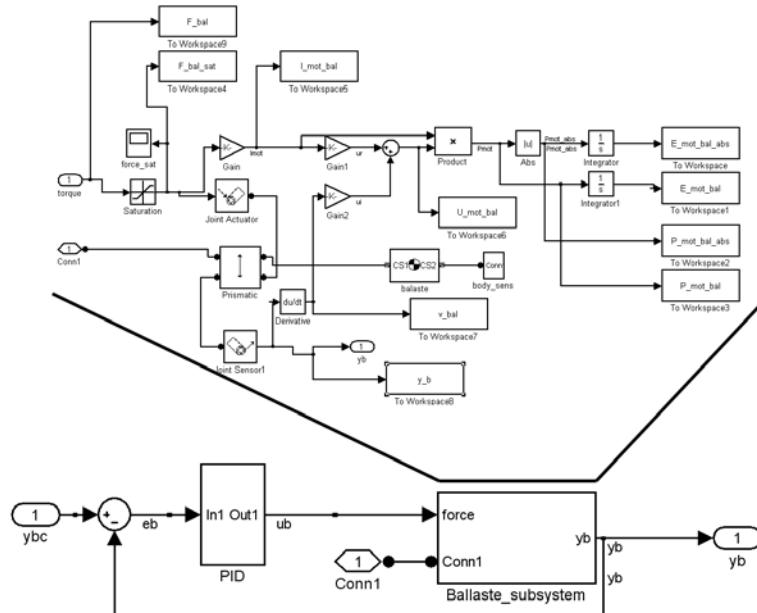


Figure 19: Modèle simplifié du ballaste et de sa commande, augmenté du calcul de la consommation du moteur.

Le modèle précédent, pose certains problèmes lors des simulations fortement perturbées pour des raisons inconnues. La simulation stoppe brutalement pour cause d'incohérence de position de points de deux corps différents qui devraient coïncider. Le modèle simplifié du ballaste a donc été complété pour permettre d'estimer la consommation du moteur du ballaste, sur la base de la force appliquée sur le ballaste. On retrouve donc la même base mécanique, mais la force appliquée au ballaste et la vitesse de celui-ci le long de son guidage est utilisé pour estimer la consommation du moteur d'après son modèle présenté au chapitre 6.2.2.1.1.

4.2.2 Sous système du moteur du guidon et de sa commande

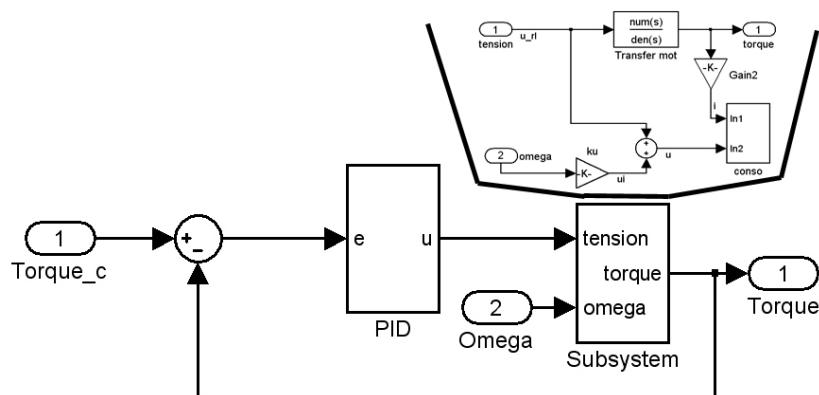


Figure 20: Modèle Simulink du système du moteur du guidon et de son PID en boucle fermée.

Une fois de plus, il s'agit d'estimer la consommation du moteur. Le bloc « Transfert mot » représente la fonction de transfert du moteur en couple (voir chapitre 6.1.3.1). Du couple de sortie, on tire le courant consommé par le moteur. La tension aux bornes du moteur est celle de la commande à laquelle on ajoute la tension induite de mouvement qui n'est pas considérée dans le modèle du moteur. En multipliant le courant et la tension, on a la puissance instantanée injectée dans le moteur.

4.2.3 Sous système de l'aérodynamique du véhicule

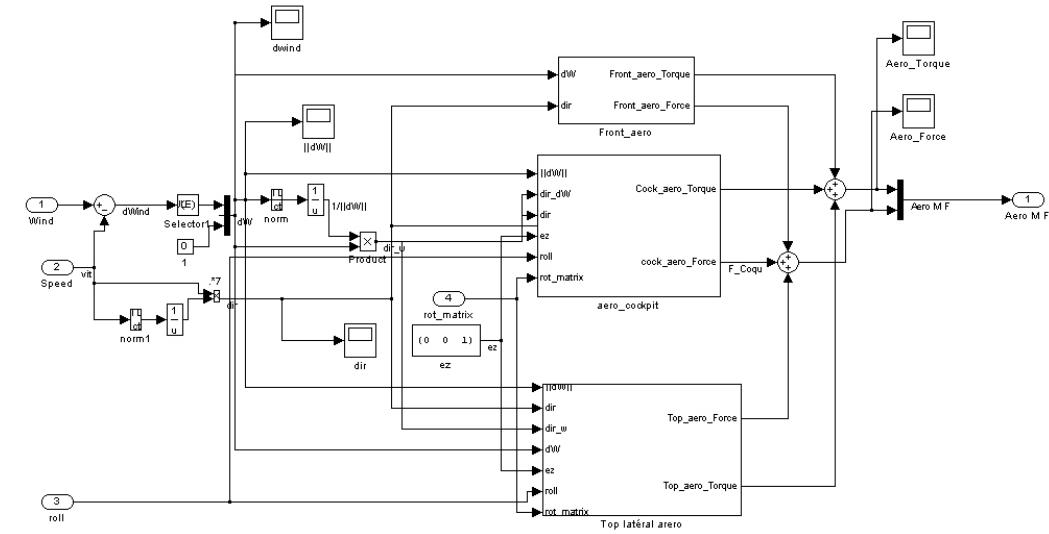


Figure 21: Modèle Simulink de l'aérodynamique du véhicule.

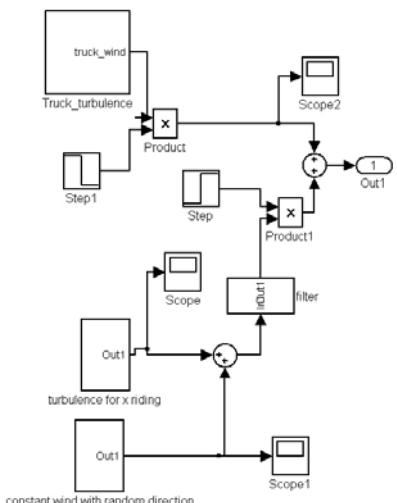
La partie de gauche consiste en quelques opérations vectorielles dont le but est de calculer les grandeurs déterminantes pour l'aérodynamique, telles que, le vent relatif, frontal et latéral, sa direction, la direction de la voiture, ou l'angle d'attaque du vent sur le cockpit.

Comme expliqué au chapitre 3.2.1, l'aérodynamique de véhicule est séparée en trois parties :

- L'aérodynamique frontale, qui, de fait n'est intéressante que pour la dynamique, mais comme elle est « la même » pour un véhicule à deux ou à trois roue, excepté pour la surface frontale, cette partie n'est pas particulièrement détaillée.
 - L'aérodynamique du cockpit. Elle est considérée dans le plan horizontal.
 - L'aérodynamique du toit. On ne considère ici que la composante latérale du vent relatif, sur la base duquel sont calculées les forces et couples en question.

Ces trois blocs ne contiennent rien de plus que l'équivalent Simulink des Equations relatives à l'aérodynamique du véhicule, décrites au chapitre 3.2.1.

4.2.4 Sous système de génération du vent et scénario



Le scénario est construit plaçant les signaux correspondant aux différentes situations, les uns après les autres dans le temps. Le scénario présenté ci-contre, commence par le croisement d'un camion dont le signal correspondant est généré par le bloc « Truck_turbulence » (haut), puis est suivi par la somme d'une turbulence (milieu) et d'un vents moyen (bas) de 10 [m/s], mais dont la direction change aléatoirement toute les 10 [s]. Cette valeur est volontairement exagérée, le temps de simulation étant très long. Les sauts indicuels servent d'interrupteur de synchronisation des signaux.

Le chapitre 8.2.1, présente plusieurs résultats dont un scénario de vent généré avec ce sous-système

Figure 22: Génération du vent selon le scénario prédefini.

5 Identification

5.1 Identification avec *linmod*

Le chapitre précédent présente un modèle Simulink simulant le système réel. Matlab propose plusieurs fonctions renvoyant le modèle LTI d'un système Simulink linéarisé autour d'un point de fonctionnement [19]. Celles-ci sont appelées de la manière suivante :

```
sys_struct = linfun('sys', x, u)
```

Où

- *sys* est le nom du modèle Simulink à linéariser
- *x* est le vecteur d'état autour duquel le système doit être linéarisé
- *u* est le vecteur d'entrée autour duquel le système doit être linéarisé
- *sys_struct* est une structure de type LTI, une représentation Matlab d'un système LTI, encapsulant entre autre le modèle d'état du système, des informations sur les entrées et sorties et le point de fonctionnement.
- *linfun* peut être *linmod*, *dlinmod* ou *linmod2*

linmod retourne le modèle d'état d'un système Simulink en linéarisant chacun de ses blocs individuellement. Certains blocs comportent une Jacobienne préprogrammée. Si tel est le cas, *linmod* utilise cette Jacobienne, sinon, cette dernière est calculée par un algorithme basé sur l'analyse des sorties lorsque les entrées sont perturbées (faible perturbation des entrées, 10^{-5} par défaut, pouvant être choisi pour chaque bloc).

5.2 Résultat de l'identification avec *linmod*

Passablement de problèmes ont été rencontrés avec cette fonction, ou plutôt avec les système qu'elle renvoie. Un grand nombre de pôles et de zéros sont les mêmes ou très proches. Un certain nombre de ces paires peuvent être supprimées avec *minreal*, mais certaines persistent et si l'on augmente la tolérance de *minreal* de manière exagérée, le modèle renvoyé ne se comporte plus comme le modèle de base et l'identification échoue.

On peut supposer que ces paires de pôles et de zéro, pour la plupart, sont dues au fait que l'on identifie le système au point de fonctionnement correspondant au véhicule roulant en ligne droite.

Ce point de fonctionnement, comparé à un point de fonctionnement correspondant au véhicule roulant dans un virage, est caractérisé par le fait que la dynamique dans le plan de symétrie du véhicule est découpée de la dynamique hors plan [12]. Ainsi, plusieurs des états identifiés par *linmod* n'ont pas d'effet sur les systèmes vus de l'extérieur. Hors, ces mêmes états seraient couplés aux états correspondant à la dynamique « en plan » dans une situation en virage. On peut donc raisonnablement supporter qu'en situation du virage, ces pôles et zéros seraient éloignés les uns des autres, et qu'à mesure où l'on se rapproche du point de fonctionnement « en ligne droite », ceux-ci se rapprochent, et à la limite, sont les mêmes.

Toutefois, ceci n'est qu'une hypothèse et devrait être vérifiée en linéarisant le système à différents points d'équilibre.

Un autre problème rencontré est le suivant ; La linéarisation avec *linmod* doit se faire lorsque le système est à un point d'équilibre (stable ou instable). Le calcul de ce point d'équilibre devrait se faire par la résolution d'un système d'équation algébriques non linéaire, passablement compliqué pour un système aussi complexe. Par chance, ce système, est stable pour la vitesse considérée. La méthode adoptée fut donc simplement de laisser tourner la simulation en fixant les entrées à 0. Après un certain temps, toutes les positions et vitesses des joints sont enregistrées, et lorsque l'on veut linéariser le système, ceux-ci sont chargés dans des blocs de conditions initiales de ces mêmes joints, que *linmod* considère lors de la linéarisation.

6 La Commande

Ce système est un système multivariable. En effet, les entrées à dispositions sont :

- Le couple appliqué sur le guidon **Ms**.
- La position de consigne du ballaste **ybc**.

Les sorties, quant à elles, sont moins évidentes à définir ; La stabilité dépend clairement de l'angle du roulis, mais il s'agit de définir clairement ce qui doit être contrôlé. En ne s'intéressant qu'au modèle simplifié, on peut définir les sorties suivantes :

- Le roulis, **roll**.
- La vitesse de rotation de l'angle de lacet, **yaw_rate**.

Il paraît évident que le couple sur le guidon, ou plutôt la position de celui-ci peut être contrôlée avec une plus grande dynamique et transmettre plus de force au sol que le ballaste.

Une démarche incrémentale, en cascade, a donc été adoptée pour synthétiser la commande. Le contrôle du ballaste en position a d'abord été réalisé, puis le contrôle de l'angle de roulis sur le guidon Ms, et enfin un régulateur pour le système ybc->yaw_rate est étudié.

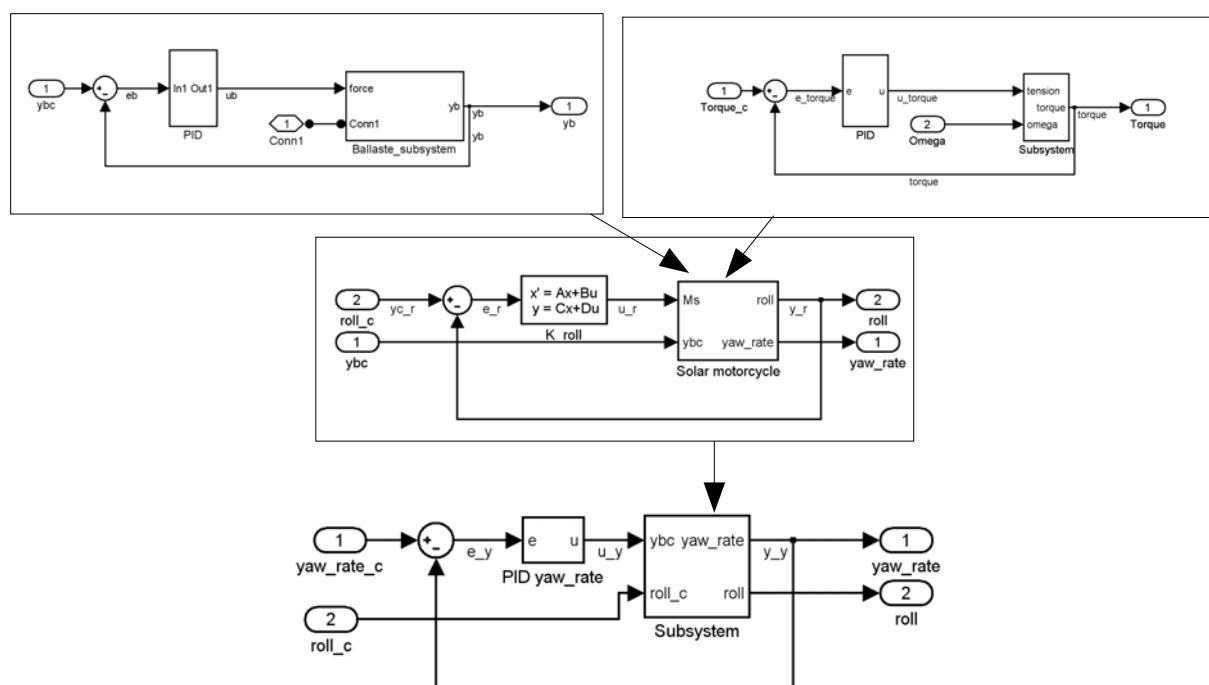


Figure 23: Schéma de découplage du problème de la commande en sous-problèmes.

Ainsi, dans le schéma ci-dessus comme dans le présent chapitre, le contrôle du couple sur le guidon et le contrôle du ballaste en position sont respectivement des sous parties des systèmes de contrôle du roulis et de la vitesse de rotation et sont traités dans les sous-chapitres 6.1 et 6.2.

6.1 Contrôle de l'angle de roulis

La synthèse de la commande du roulis peut être réalisée avant la synthèse de la commande du moteur en couple. On considère simplement pour cela que le couple imposé par le contrôleur, soit la grandeur de commande du système à commander, est effectivement appliqué au système. Il suffit pour cela de garantir lors de la synthèse du contrôleur du moteur sur le guidon en couple, que la bande passante de ce sous-système en boucle fermée est très largement supérieure à celle du système de l'angle de roulis en boucle fermée.

6.1.1 Système à commander

Le système à commander est ici plus complexe qu'un double intégrateur comme dans le chapitre précédent. D'ailleurs, la fonction de transfert analytique de celui-ci n'est pas connue et il faut recourir à la méthode d'identification présentée au chapitre 5.1. Une fois le système identifié et réduit, il comporte 17 états (contre 37 pour le système identifié par *linmod*).

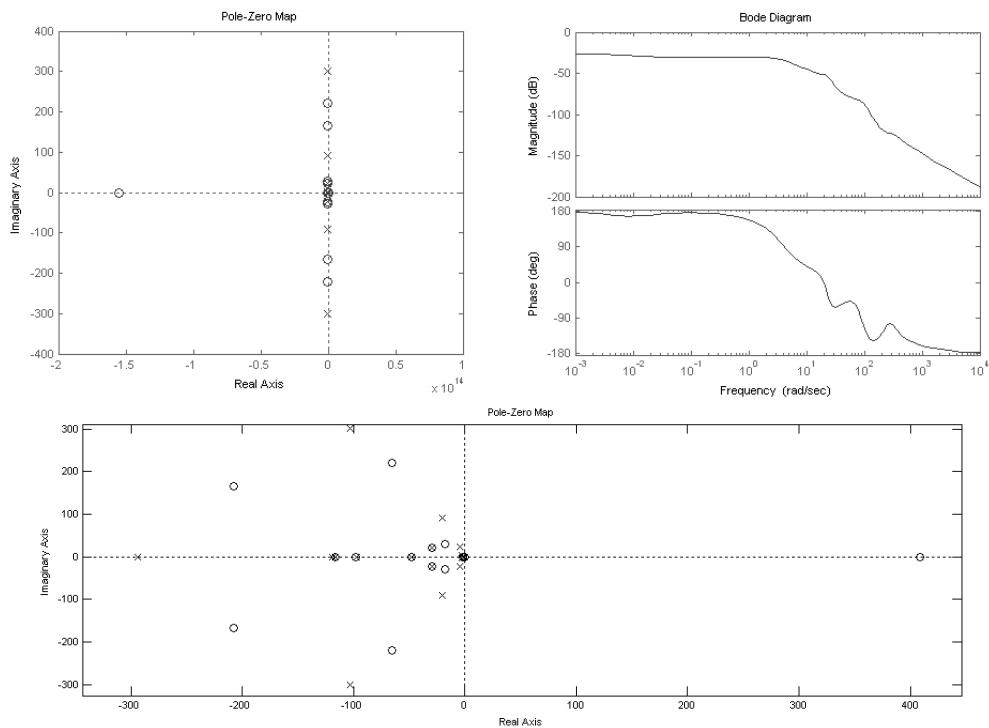


Figure 24: Graphe des pôles et zéros dans le plan complexe (haut gauche et bas), et diagramme de bode (haut droit) du système à commander.

Bien qu'un certain nombre de ces pôles et zéros proches les uns des autres aient été supprimés par la fonction *minreal*, on peut voir, sur le dernier graphe représentant un zoom sur les pôles et les zéros les plus proches de l'axe imaginaire dans le plan complexe, qu'un certain nombre de pôles et de zéros sont très proches les uns des autres. Cela peut compliquer la synthèse du régulateur, mais l'augmentation de la tolérance au delà de 10^{-9} détériore la qualité de l'approximation du système par *minreal*.

6.1.2 Synthèse de la commande

Ce système ayant été réduit et « balancé » il n'est plus possible d'utiliser un observateur afin d'estimer les états du système à partir des sorties, on doit donc recourir à une méthode de commande basée sur les sorties et non sur les états du système.

La méthode choisie est *H2syn*. C'est une méthode minimisant la somme quadratique des erreurs pondérées de l'écart, des grandeurs de commande et des sorties du système à commander. Elle est brièvement présentée dans le paragraphe suivant.

6.1.2.1 H2syn

H2syn est un script Matlab [19], utilisant la « formule décrite dans le Doyle, et al, 1989, référence pour la solution de problèmes de contrôle optimal H2 ». Il s'agit d'une méthode qui permet de trouver un contrôleur optimal à un système P retourné par la fonction *augw*. *H2syn* renvoie un contrôleur minimisant la somme des carrés des signaux pondérés tels que décrit ci-dessous.

Augw est utilisée pour encapsuler le système à régler et les pondérations des signaux à minimiser sous une forme utilisable par *H2syn*.

W1, W2, et W3 sont les fonctions de transfert de pondération respectivement des écarts aux valeurs de consigne, des entrées du système et des sorties du système. L'avantage de cette approche est qu'elle permet de discriminer les différentes fréquences d'un même signal par sa pondération dans la fonction à minimiser.

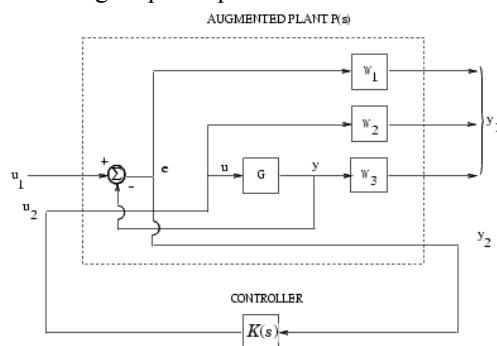


Figure 25: Schéma du système renvoyé par *augw*, utilisable par *H2syn*.

6.1.2.2 Choix des pondérations des signaux

Un fois de plus, il n'y a pas vraiment de contrainte particulière, toutefois, la dynamique de contrôleur du yaw_rate ou éventuellement celle du pilote devant être passablement plus faible que celle du système du roulis en boucle fermée, celle-ci est choisie suffisamment élevée.

Les pondérations ont été trouvées de manière itérative sur la base de la réponse indicielle du système en boucle fermée, en respectant les points suivants :

- La sortie n'est pas pondérée car le système en boucle fermée doit fonctionner autant en régulateur qu'en asservissement.
- L'écart à la consigne est plus fortement pondéré dans les basses fréquences que dans les hautes, afin de favoriser une commande douce, mais évitant les écarts statiques.
- La grandeur de commande est faiblement pondérée pour garantir une dynamique élevée.
- La pondération de la grandeur de commande contient un élément dérivateur de manière à forcer l'utilisation d'un intégrateur dans la synthèse de la commande.

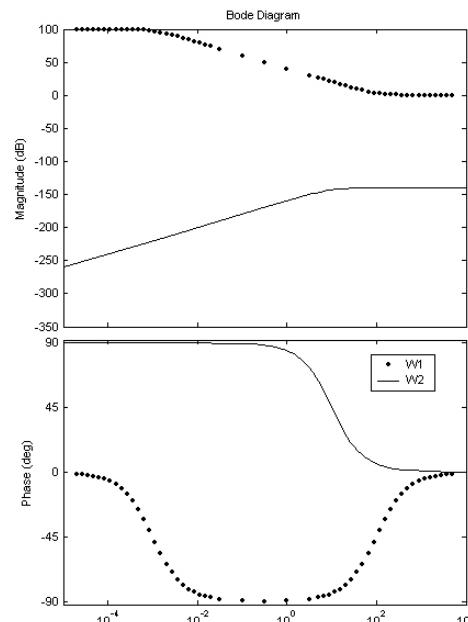


Figure 26: Diagramme de Bode des pondérations choisies pour la synthèse du régulateur du roulis avec *H2syn*

6.1.2.3 Système en boucle fermée

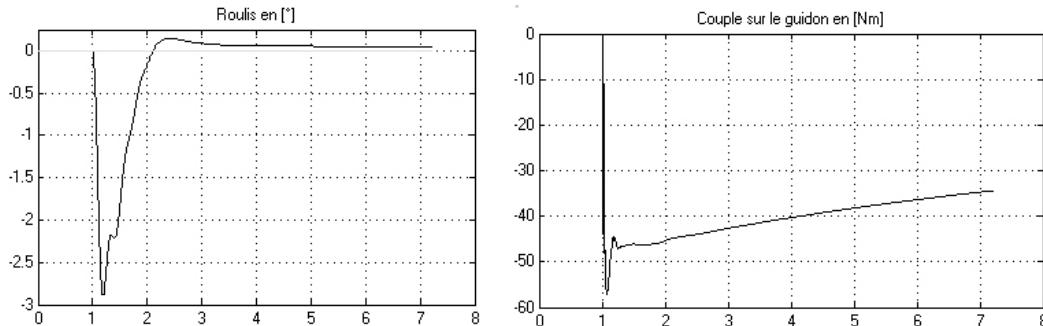


Figure 27: Effet d'un saut de 0 à 10 [m/s] de vent latéral intervenant au temps $t = 1$ [s], sur le roulis et le couple appliqué sur le guidon, du système en boucle fermée.

Lors d'un saut indiciel (d'amplitude 10[m/s]) de vent latéral, le système, à 100[km/h], perturbé dérive de 2,9[°] et revient à un angle de roulis inférieur à 0,5[°] en 0.83[s]. Le couple maximum appliqué sur le guidon est de 57,2[Nm], la vitesse maximum de rotation du guidon est de -2,81[rad/s] et la puissance mécanique nécessaire maximum pour effectuer ce mouvement est de 120[W]. Cette valeur est prise comme référence pour le choix du moteur sur le guidon, bien qu'une saturation du moteur ne signifie pas la perte de stabilité du système. Ce cas est bien entendu extrême, puisqu'il correspond à un saut de perturbation contenant une gamme de fréquence infiniment large alors que les perturbations réelles sont limitées en fréquences.

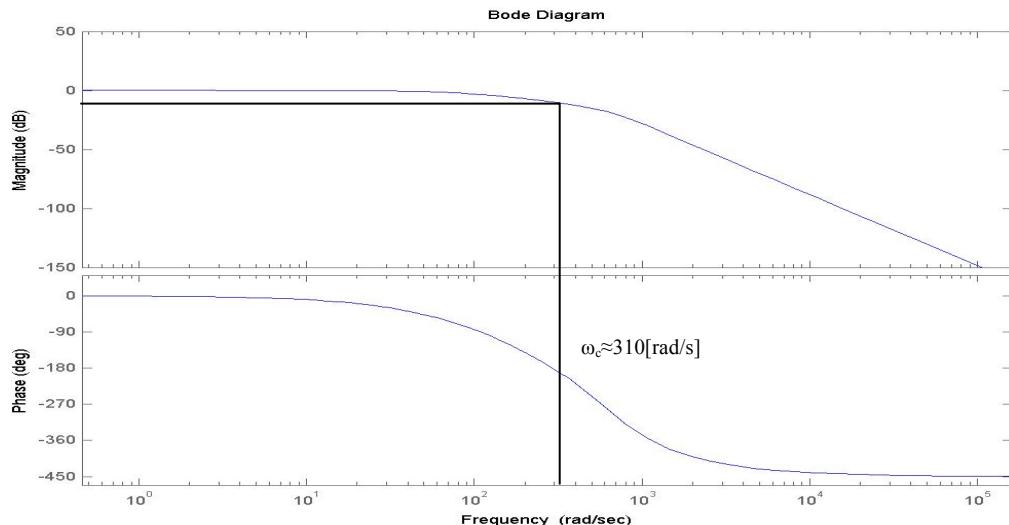


Figure 28: Diagramme de Bode de la fonction de transfert du système du roulis en boucle fermée.

6.1.3 Synthèse de la commande du moteur couple du guidon

Le moteur choisi est le QT-17301 de KollMorgen (voir chapitre 7.1.1)

Le contrôleur du roulis détermine le couple que doit être appliqué par le moteur sur le guidon. La commande qui doit être synthétisée ici a pour but de placer la bonne tension aux bornes du moteur, de manière à suivre le couple demandé par le contrôleur du roulis. Cette commande doit donc avoir une bande passante bien plus élevée que celle du contrôleur du roulis, pour que la valeur de consigne et la vitesse du moteur puissent être considérées comme des constantes.

La bande passante du système du roulis en boucle fermée est de l'ordre de 50[Hz], donc on choisira une bande passante minimum pour le système en boucle fermée pour le moteur de 500[Hz].

6.1.3.1 Dynamique du système à commander

On verra dans le chapitre 7.1.1, que le moteur DC est régit par l'équation suivante :

$$u = R \cdot i + L \cdot \frac{di}{dt} + k_u \cdot \Omega \text{ et } M = k_u \cdot i$$

Équation 11: Equation caractéristique du moteur couple sur le guidon.

Où

- u est la tension aux bornes du moteur
- R est la résistance statorique du moteur
- i est le courant dans le bobinage
- L est l'inductance rotorique
- k_u est la constante de couple
- Ω est la vitesse angulaire du moteur
- M est le couple généré par le moteur

Le couple généré par le moteur n'est pas égal au couple mécanique, en effet,

$$M = M_{mec} + M_f + M_{mot}$$

$$M_{mot} = \frac{\alpha}{J}$$

Où

- M_{mec} est le couple à la sortie du moteur
- M_f est le couple de frottement (généralement fonction de la vitesse, mais le fabricant ne fournit que le frottement statique)
- M_{mot} est le couple nécessaire à l'accélération du moteur
- J est l'inertie rotorique du moteur
- α est l'accélération angulaire du moteur.

La constante de temps mécanique étant nettement plus élevée que la constante de temps électrique, la vitesse sera donc considérée comme constante, ainsi la tension induite de mouvement devra être ajoutée à la tension calculée par le régulateur (commande à priori).

Le modèle du système à commander est le suivant :

$$\frac{M(s)}{U(s)} = \frac{k_u / R}{1 + s \cdot L / R}$$

Équation 12: Fonction de transfert du moteur couple sur le guidon.

6.1.3.2 Synthèse du régulateur par imposition d'un modèle à poursuivre

En appliquant directement le résultat du chapitre 1.7.4 de [2], on a :

$$K(s) = \frac{H_m(s)}{G(s) \cdot [1 - H_m(s)]}$$

Où

- H_m est le modèle à poursuivre
- $G(s) = \frac{M(s)}{U(s)}$ est la fonction de transfert du système à commander
- K est la fonction de transfert du régulateur

En choisissant le modèle à poursuivre :

$$H_m(s) = \frac{1}{1 + \tau_m \cdot s}$$

On trouve :

$$K(s) = \frac{L}{\tau_m} \cdot \left(1 + \frac{R}{L \cdot s} \right)$$

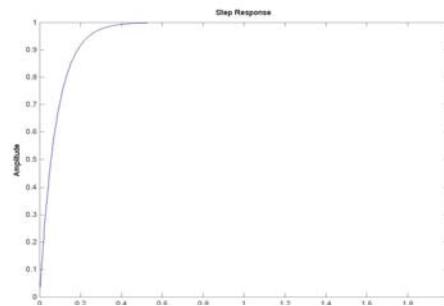


Figure 29: Réponse à un saut unité du système en boucle fermée

avec τ_m , la constante de temps du système en boucle fermée.

On veut une fréquence de coupure minimum de 500[Hz] pour le système en boucle fermée, on choisit donc :

$$\tau_m \leq 0.318 [ms]$$

τ_m est choisi à 0.3[ms].

6.1.3.3 Commande à priori

La tension induite de mouvement n'est pas considérée dans la fonction de transfert du couple, puisque ce n'est pas une fonction linéaire du couple (ou d'une dérivation d'ordre n du couple). Plus précisément, le guidon étant solidaire du rotor du moteur, la fonction de transfert $\frac{M_{mot}(s)}{M_{mec}(s)}$ est un filtre passe-haut dont le gain pour $\omega \rightarrow \infty$

doit être le rapport des inerties du rotor et du guidon autour de l'axe de rotation du guidon. En considérant bien sûr que cette dernière inertie est dépendante de la vitesse, puisque la roue avant a une vitesse de rotation proportionnelle à la vitesse du véhicule. La vitesse de rotation, quant à elle, est simplement l'intégrale du couple mécanique sur le guidon rapporté à l'inertie totale (avec le rotor) du guidon. Ainsi, la tension induite de mouvement pourrait être considérée dans la fonction de transfert du couple mécanique rapportée à la tension aux bornes du moteur.

Toutefois, il est nettement plus simple d'ajouter une commande à priori sur la sortie du contrôleur égale à :

$$u_a = k_u \cdot \Omega$$

Cette tension serait de tout manière compensée par l'effet intégrateur du contrôleur, mais ainsi, la dynamique est améliorée puisque l'intégrateur n'a pas à être chargé pour compenser cette différence. L'accélération du rotor lui-même n'est pas non-plus considérée dans la fonction de transfert, mais considérant le fait que l'inertie du rotor est nettement inférieure à celle du guidon (y compris la roue en rotation), celle-ci peut-être négligée. Néanmoins, à basse vitesse, il pourrait être intéressant d'ajouter l'inertie du rotor à celle du guidon lors de la synthèse du régulateur afin de prendre en compte le couple nécessaire à l'accélération du rotor.

6.2 Contrôle de l'accélération latérale

Le premier élément à définir dans ce problème est la sortie, ou plutôt l'élément à contrôler. S'il est évident que la stabilité du véhicule peut être caractérisée par le roulis, il est moins aisé de caractériser son comportement. En effet, pour qu'un pneu transmette une force latérale, il faut qu'il y ait glissement latéral. Donc, par vent latéral, même si le roulis et la vitesse de rotation sont stabilisés, le véhicule aura une vitesse latérale non nulle qu'il s'agira de corriger, si l'on ne veut pas sortir de la route.

Dans ce chapitre, nous considérons que la vitesse latérale est négligeable et supposons que le roulis est proche de 0, et choisissons l'accélération latérale comme grandeur à commander, car elle contient non seulement l'information de la vitesse de rotation, mais également une information sur la vitesse latérale.

Ce chapitre contient tout d'abord la synthèse de la commande du ballaste en position, sur la base du modèle simplifié du système du ballaste. Celui-ci ne contient pas le modèle du moteur, mais uniquement un modèle composé d'une masse, d'un guidage linéaire et d'une force appliquée entre les deux éléments reliés par le guidage. Ce premier contrôle permet de dimensionner le contrôle de l'accélération latérale.

Le second sous-chapitre du contrôle du ballaste en position est destiné au design de la commande du moteur du ballaste en position. Celui-ci, réalisé sur la base du modèle complet du ballaste, c'est-à-dire avec le moteur choisi au chapitre 7.1.2.

Enfin, le sous-chapitre 6.2.3, traite de la synthèse du régulateur de l'accélération latérale du véhicule, sur la base du modèle contenant la commande du sous-chapitre 6.2.1.1.

6.2.1 Contrôle du ballaste en position

6.2.1.1 Commande du modèle « sans moteur »

Le moteur n'étant pas connu, ou choisi, à ce stade du développement, le sous-système du ballaste ne peut être considéré que comme une masse à laquelle on applique une force afin de la déplacer. Une fois les contrôleurs de roulis et du yaw_rate synthétisés, les simulations des situations les plus critiques en terme de dynamique du ballaste permettront de choisir le moteur et la transmission appropriée, puis de dimensionner la commande associée (voir chapitre 7.1.2)

Pour cette première approche, la bande passante du système du ballaste en boucle fermée est choisie relativement large, de manière à ne pas imposer de contraintes supplémentaires lors de la synthèse du contrôleur du yaw_rate. Cette fréquence de coupure est choisie à 50 [Hz]. La consommation du système final est bien entendu d'autant plus importante que la fréquence de coupure est élevée, mais celle-ci pourra être abaissée par la suite si possible.

6.2.1.1.1 Système à régler

On veut commander le système en position, on a alors :

$$f = m_b \cdot a = m_b \cdot \ddot{y}_b$$

Donc la fonction de transfert du système à commander est simplement :

$$\frac{Y_b}{F} = \frac{1}{m_b \cdot s^2}$$

Équation 13: Fonction de transfert du système simplifié du ballaste.

Où

- f est la force appliquée au ballaste, l'entrée du système à commander
- m_b est la masse du ballaste
- a est l'accélération du ballaste et
- y_b est la position du ballaste, la sortie du système à commander

Il s'agit donc simplement d'un double intégrateur.

6.2.1.1.2 Synthèse dans le diagramme de Bode

Le système à commander étant un double intégrateur, la pente de sa fonction de transfert dans le diagramme de Bode est de -40 [dB/dec]. Donc, pour garantir une pente de -20 [dB/dec] autour de la fréquence de coupure du système en boucle fermée, de 50[Hz], et garantir une marge de phase suffisante [2], on place un effet dérivateur dont la fréquence de coupure est de l'ordre de 5 [Hz]. Le gain du contrôleur est choisi de manière à garantir un gain de KH de un à la fréquence de coupure du système en boucle fermée, soit 3,4372e+005.

Afin d'éviter tout écart permanent, on inclut un petit effet intégrateur, dont la fréquence de coupure doit être suffisamment inférieure à celle du dérivateur, on choisit 1 [Hz].

Les différentes étapes de la synthèse dans le diagramme de Bode sont reprises dans le graphe ci-contre où

- $D(s) = 1 + T_d \cdot s$
- k est le gain du régulateur,
- $I(s) = 1 + \frac{1}{s \cdot Ti}$
- $H(s)$ est le système à commander

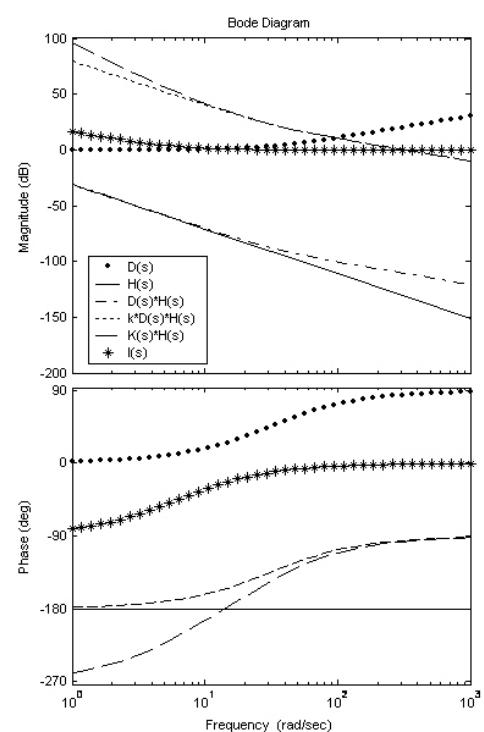


Figure 30: Synthèse du régulateur du ballaste dans le diagramme de Bode.

La marge de gain est la marge de phase sont alors respectivement de 0.0167 et 83.1459 [°], alors que la fréquence de coupure de système en boucle fermée est de 50,017 [Hz]. La réponse indicielle du système en boucle fermée est présentée ci-dessous.

La synthèse de ce régulateur s'achève ici. En effet, il n'y a pas, pour l'instant de contrainte particulière qui nécessite une étude plus fine de cette commande. Celle-ci est affinée dans le chapitre suivant, lorsque le moteur est choisi et que la commande à un effet mesuré sur la consommation du système.

6.2.2

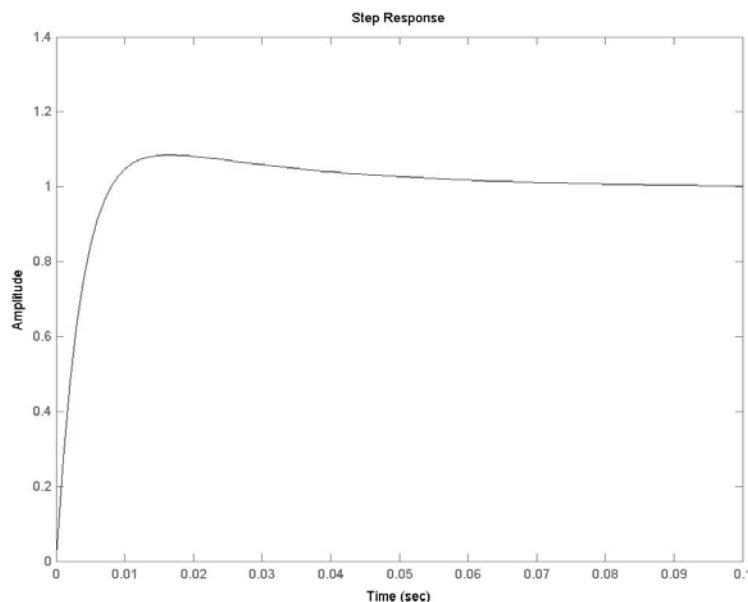


Figure 31: Réponse à un saut indiciel de consigne du système du ballaste en boucle fermée.

Synthèse du contrôleur du sous-système du ballaste

6.2.2.1.1 Dynamique du système à commander

La dynamique du moteur et de sa charge est régie par l'équation différentielle suivante :

$$\ddot{\theta} + \frac{1}{J} \cdot \left[f + \frac{(K \cdot \Phi)^2}{R} \right] \cdot \dot{\theta} = \frac{K \cdot \Phi}{R \cdot J} \cdot \left[u - \frac{R}{K \cdot \Phi} \cdot M_r \right]$$

Équation 14: Equation du mouvement du système du ballaste et de son moteur.

Avec,

- θ , la position angulaire de l'axe du moteur,
- J , l'inertie totale vue par le moteur,
- f , le coefficient de frottement visqueux,
- K , la constante de couple du moteur
- Φ , le flux d'excitation du moteur
- R , la résistance du moteur
- u , la tension aux bornes du moteur
- M_r , le couple perturbateur au niveau de l'axe moteur

Dans notre cas,

- l'excitation est constante (moteur DC à aimant permanents),
- f n'est pas connu
- le rapport de réduction est r .

On a donc

$$K_m = K \cdot \Phi$$

$$f = 0$$

$$d = \frac{\theta}{r}$$

On trouve alors la fonction de transfert du système à commander :

$$\begin{aligned} H(s) &= \frac{D(s)}{U(s)} = \\ &= \frac{1}{s \cdot \left[\frac{J \cdot R}{K_m^2} \cdot s + 1 \right]} = \\ &= \frac{b}{s \cdot [\tau \cdot s + 1]} \\ b &= \frac{1}{K_m \cdot r} \quad \text{et} \quad \tau = \frac{J \cdot R}{K_m^2} \end{aligned}$$

Équation 15: Fonction de transfert du système du ballaste et de son moteur (en position).

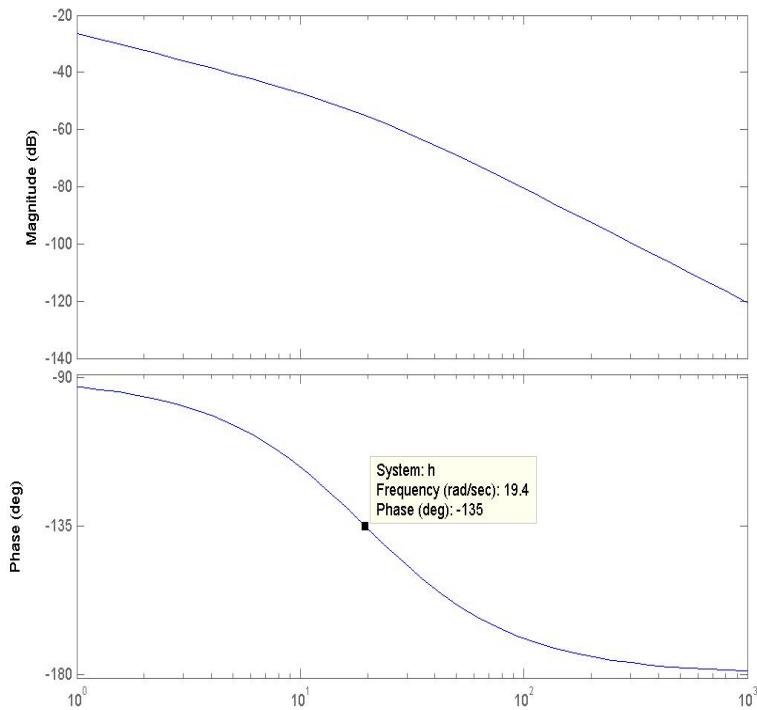


Figure 32: Diagramme de bode de la fonction de transfert du système à commander (ballaste et moteur).

6.2.2.1.1 Exigences sur la dynamique en boucle fermée

On aimerait un écart permanent maximum de 1cm par rapport à la valeur de consigne dans le cas le plus critique. Celui-ci apparaît lorsque le véhicule roule en ligne droite et que la charge est déplacée en bout de course. La force latérale constante perturbante vaut alors :

$$F_{lat\ max} = m \cdot g \cdot \sin(\alpha_{max})$$

$$\alpha_{max} = \arctan \left[\frac{m \cdot y_{b\ max}}{h_{CG} \cdot (M - m) + h_b \cdot m} \right]$$

Avec

- F_{lat} , la force latérale constante perturbante
- m , la masse de la charge
- α_{max} , l'angle d'inclinaison constant maximum du véhicule (roll)
- $y_{b\ max}$, la position de la charge latéralement par rapport au centre de gravité, CG, de véhicule
- h_{CG} , la hauteur du centre de gravité, CG, du véhicule, dans le repère lié au véhicule
- h_b , la hauteur du centre de gravité de la charge, dans le repère lié au véhicule
- M , la masse totale du véhicule

Pour une charge de 35[kg] et une masse du véhicule de 250[kg], la force latérale constante perturbante maximum, $F_{lat\ max}$, vaut 108,34[N].

Prenons $F_{lat\ max}=110[N]$.

Remarque : Cette force rapportée au moteur, en négligeant le rendement du réducteur, équivaut à 0.268[Nm], pour un couple maximum constant de 0.294 [Nm], selon le fournisseur. On constate donc que l'on est très proche de la limite et qu'un frein s'avère nécessaire.

Dans le cas d'un régulateur PID, l'écart permanent sera nul en asservissement comme en régulation, alors qu'avec un régulateur PD, l'écart permanent sera nul en asservissement mais non nulle en régulation[2]. L'écart autorisé étant relativement élevé, un régulateur PD peut suffire, et la valeur minimale de K_p peut être calculée comme suit [3]:

L'écart de régulation vaut :

$$e(\infty) = \lim_{s \rightarrow 0} (s \cdot E(s)) = \lim_{s \rightarrow 0} \left(s \cdot \frac{H(s)}{1 + K(s) \cdot H(s)} \cdot W(s) \right)$$

Équation 16: Ecart permanent de régulation.

Avec

- $K(s)$, la fonction de transfert du régulateur
- $W(s)$, la fonction de transfert de la perturbation

Pour un régulateur PD, une perturbation constante, les paramètres du moteur tels qu'ils sont définis ci-dessus et en négligeant le rendement du réducteur, on a :

$$K(s) = K_p \cdot (1 + s \cdot Td)$$

$$W(s) = -\frac{R \cdot F_{lat\max}}{s \cdot K_m \cdot r}$$

$$e(\infty) = \lim_{s \rightarrow 0} (s \cdot E(s)) = \lim_{s \rightarrow 0} \left(\frac{\frac{s \cdot b \cdot R \cdot F_{lat\max}}{s^2 \cdot [\tau \cdot s + 1] \cdot K_m \cdot r}}{1 + \frac{b \cdot K_p \cdot [1 + s \cdot Td]}{s \cdot [\tau \cdot s + 1]}} \right) = \frac{R \cdot F_{lat\max}}{r \cdot K_p \cdot K_m}$$

Équation 17: Ecart permanent de régulation.

Ainsi, pour garantir que $e(\infty)$, il faut :

$$K_p \geq K_{p_{\min}} = \frac{R \cdot F_{lat\max}}{K_m \cdot r \cdot e(\infty)}$$

On trouve ainsi, $K_{p_{\min}} = 204.03$

La bande passante du système en boucle fermée est alors 9 rad/s environ, ce qui est trop proche de τ . Si l'on veut atteindre des fréquences proches ou supérieures à τ , un terme dérivateur est nécessaire afin de garantir que la pente de la fonction de transfert harmonique $|K(e^{j\omega}) \cdot H(e^{j\omega})|$ vaille -1 au voisinage de la fréquence de coupure du système en boucle fermée.

On choisira $Td = \tau$, de manière à garantir une pente -1 sur toute la gamme de fréquence de $|K(e^{j\omega}) \cdot H(e^{j\omega})|$.

Problème de saturation

Une limitation apparaît ici. Il s'agit de la saturation du système.

Supposons que nous avons un saut de consigne d'amplitude $A=2$ (traversée du véhicule). Au début, la tension aux bornes du moteur sera :

$$u(0) = K_p \cdot 2$$

Soit 410 V. D'une part, le moteur grillera ou casserait, mais avant cela, l'ampli lui-même saturera ou grillera. L'entrée du système à commander sera donc saturée de manière à éviter les surtensions.

Il faudra toutefois tenir compte de cette non linéarité d'une manière ou d'un autre dans le modèle global.

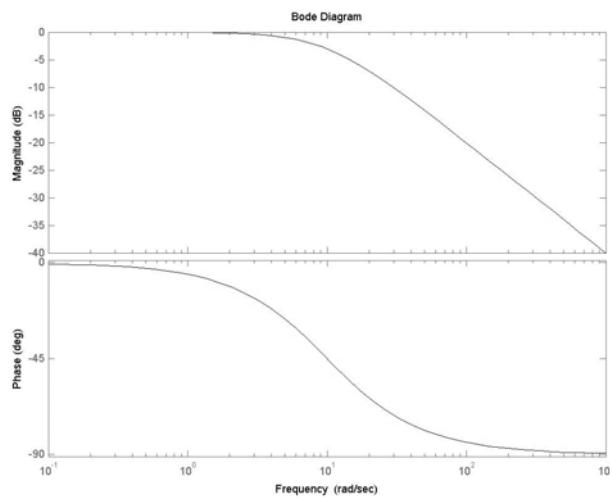


Figure 33: Diagramme de Bode de la fonction de transfert du système du ballaste en boucle fermée.

6.2.3 Synthèse de la commande de l'accélération latérale

La première approche pour synthétiser ce contrôleur est d'essayer de travailler avec *H2syn*, comme cela est le cas pour le roulis. Cette approche n'aboutit pas pour des raisons encore passablement incomprises. Le système retourné par *linmod* comportant beaucoup de pôles et de zéros presque identiques et proches de l'axe imaginaire, rendant la tâche « difficile » à *minreal* et *ssbal*, qui, malgré un large panel de tolérances, ne parviennent pas à retourner un système stabilisable par *H2syn*.

Le problème de fond n'est certainement pas celui-là, mais les compétences de l'auteur ne lui permettent pas de solutionner le problème dans le temps imparti au projet.

Il a donc été décidé de procéder de la manière suivante :

- Le système étant stable, un saut indiciel (de faible amplitude) est injecté à l'entrée du système en boucle ouverte.
- Le système contenant un grand nombre de pôles et de zéros à hautes fréquences, on place à la sortie de celui-ci un filtre passe bas d'ordre 4 dont la fréquence de coupure est 5[rad/s].
- La sortie est utilisée pour dimensionner un régulateur avec la première méthode de Ziegler-Nichols[2].
- Les paramètres sont ajustés itérativement, à la main, afin de trouver une réponse acceptable.

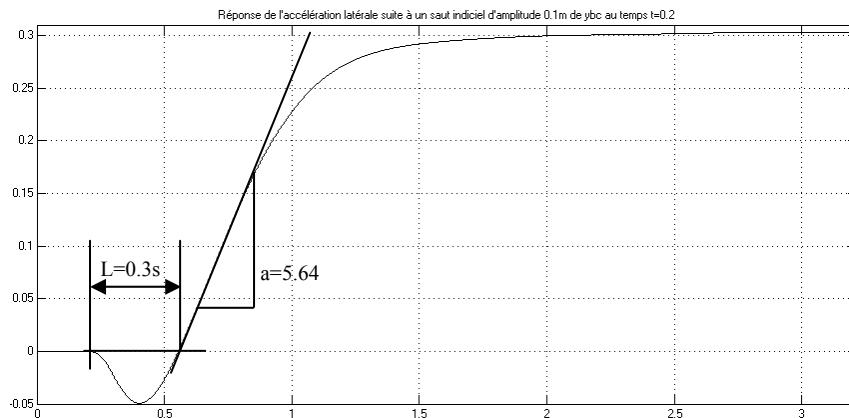


Figure 34: Réponse du système acc_c à un saut indiciel d'amplitude 0,1[m] de ybc.

Les paramètres du régulateur PID par la première méthode de Ziegler-Nichols sont donc :

$$K_p = \frac{1,2}{a \cdot L} = 0,709$$

$$T_i = 2 \cdot L = 0,6$$

$$T_d = 0,5 \cdot L = 0,15$$

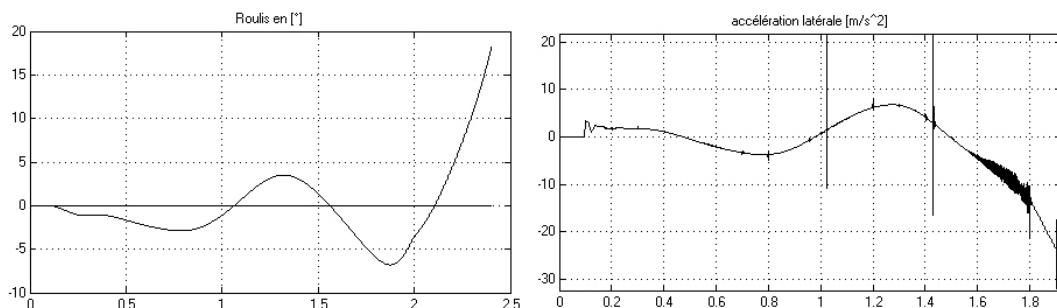


Figure 35: Roulis (gauche) et accélération latérale (droite) du véhicule suite à un saut indiciel de vent latéral d'amplitude 3 [m/s] au temps t=0.1

Avec ces valeurs, le système est en fait instable. Cela vient du fait, que c'est un système multivariable, que l'on tente de réguler comme deux systèmes indépendants alors qu'ils sont couplés. On peut voir dans les graphes ci-dessus que le roulis est passablement affecté par y_{bc} .

On a vu au chapitre 6.1.2.3, que la bande passante du système du roulis en boucle fermée est de l'ordre de 50[Hz]. Pour que la position du ballaste agisse sur ce dernier comme une perturbation constante qui pourra être rejetée, il faut que la bande passante du système en boucle fermée du système de l'accélération latérale soit inférieure à 5 [Hz] au moins. De plus, pour des raisons évidentes de consommation, la dynamique du mouvement de ballaste devrait être réduite. Ainsi, le gain, K_p , du PID est réduit à 0,1. Les autres paramètres sont ajustés itérativement, on trouve :

$$K_p = 0,1$$

$$T_i = 0.3$$

$$T_d = 0.5$$

Ces valeurs permettent de stabiliser le système dans des délais raisonnables.

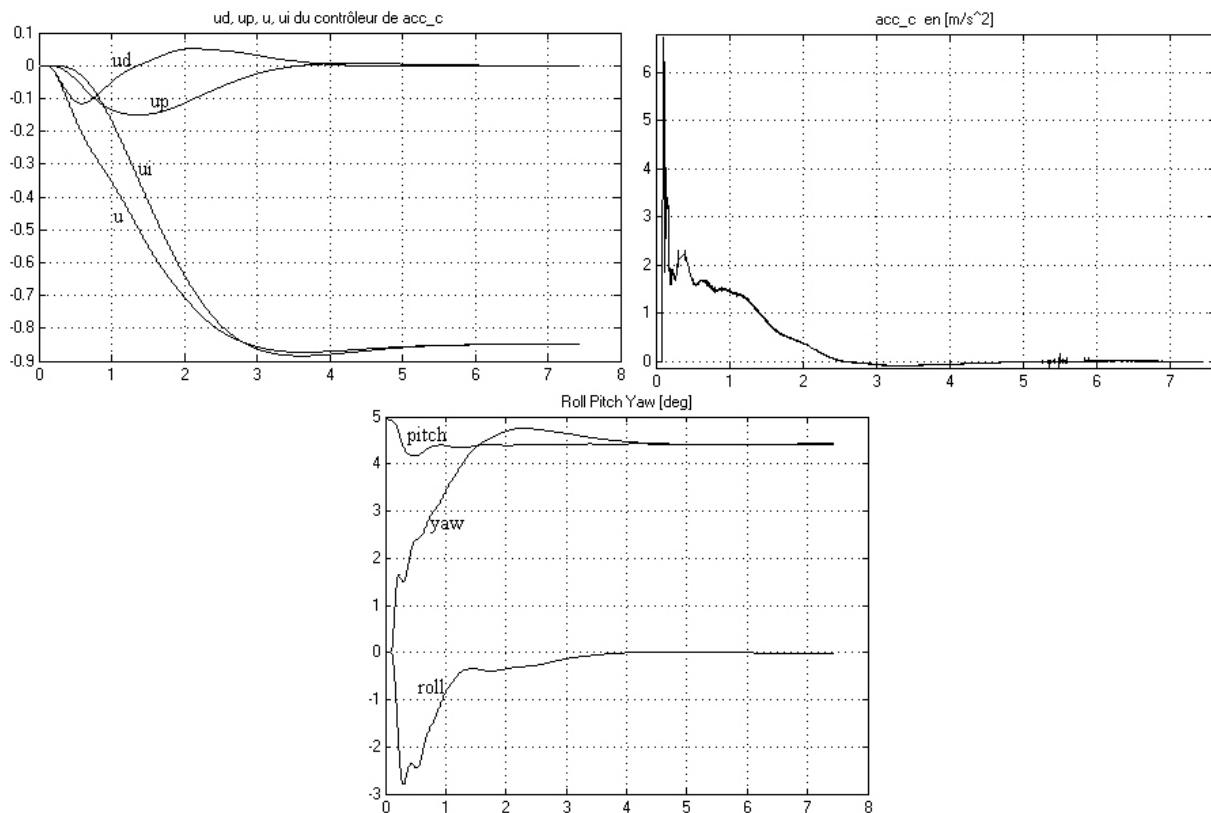


Figure 36: Réponse du système en boucle fermée suite à un saut indiciel d'amplitude 10[m/s] de vent latéral. y_{bc} , sortie du régulateur PID (haut gauche), accélération latérale (haut droite) et attitude du véhicule (bas).

On voit sur les graphes ci-dessus, que l'accélération latérale et l'attitude du véhicule sont proches de leur valeur finale après 2[s]. Ce délai est tout à fait acceptable comparé à la bande passante du vent moyen. Toutefois, lors de perturbation rapide, de grande amplitude, comme lorsque l'on croise un camion, ce délai ainsi que la valeur non nulle de la vitesse latérale devront être corrigées d'un manière ou une autre, par exemple par le pilote. Ce cas sera plus longuement discuté dans le chapitre 8.1.4.

7 Dimensionnement des actuateurs

7.1.1 Choix du moteur sur le guidon

On a vu dans le chapitre 6.1.2.3, que le couple maximum est de 60[Nm] et la puissance max de 120[W] (apparaissant en même temps que le couple maximum). Etant donné les faibles vitesses et amplitudes de rotation, comparées aux couples élevés, un moteur couple semble bien approprié. Pour un contrôle optimal, un moteur synchrone couple devrait être choisi. Toutefois, le but de ce travail étant principalement d'estimer la consommation du système, un moteur DC couple est choisi, car plus facile à modéliser.

Contraintes :

- Puissance mécanique maximum 120[W]
- Couple maximum 60 [Nm]
- Vitesse maximum 3 [rad/s]

Choix du moteur: QT-17301 de KollMorgen

Le fait que ce choix soit motivé par la facilité de modélisation ne signifie nullement qu'il soit inapproprié, toutefois, aucune recherche d'électronique associée n'ayant été faite, il s'agira en cas de réalisation de vérifier qu'elle existe et qu'elle réponde aux exigences de cette application.

7.1.1.1 Caractéristiques du moteur

Le fournisseur du moteur QT-17301 fournit les données suivantes :

- Couple au démarrage : 73,2 [Nm]
- Puissance au démarrage : 386 [W]
- Constante de couple : 3,73 [Nm/A]
- Vitesse théorique à vide : 5,3 [rad/s]
- Constante de temps électrique : 1,6 [ms]
- Couple de frottement statique : 0,163 [Nm]
- Inertie rotorique: 0,18 [kg/m²]
- Masse : 8,2 [kg]

On peut calculer les valeurs suivantes :

- Résistance du bobinage : 1 [Ω]
- Inductance du bobinage : 1,6 [mH]
- Courant maximum : 19,64 [A]

La constante de temps électrique du moteur étant de 1,6[ms], même en considérant la vitesse comme constante, la bande passante du moteur en boucle ouverte est de 100[Hz], donc inférieure à la bande passante minimum exigée. Le moteur ne peut donc pas être considéré en quasi statique (comme d'habitude), mais de la manière suivante :

$$u = R \cdot i + L \cdot \frac{di}{dt} + k_u \cdot \Omega$$

Le chapitre 6.1.3 traite la synthèse de la commande en couple de ce moteur.

7.1.2 Dimensionnement du sous-système du ballaste

Le chapitre suivant propose une solution de design pour ce sous système, comprenant le moteur, la transmission, le réducteur. Cette solution n'est certes pas optimisée et n'a pas la prétention d'être la meilleure, mais permet de modéliser le système avec des valeurs cohérentes. Si, à la fin du projet, l'analyse de la consommation montre que ce design est adapté, il pourra sans autre être conservé, et dans le cas contraire, une meilleure solution devra être trouvée. Dans tous les cas, un dimensionnement et une étude de ce système devraient faire l'objet d'un autre projet afin de l'optimiser (ainsi que la commande).

7.1.2.1 Cahier des charges

Le cahier des charges étant mal connu, certaines limitations ont été considérées afin d'orienter les choix de moteur, de réducteur et de contrôle :

- La masse minimum du ballaste est de 30[kg] et pourrait être augmentée jusqu'à 50[kg].
- Le ballaste devrait être capable de se déplacer d'une distance de 1[m] en 2[s] en suivant une trajectoire parabolique dans le plan temps/distancce avec des vitesses initiales et finales nulles.
- L'erreur permanente de positionnement doit être inférieure à 1[cm] dans le cas le plus critique (erreur de mesure comprise).
- La tension d'alimentation du moteur doit être inférieure à 160[V] (tension du bus de puissance dans le véhicule).
- Le dépassement lors d'un saut de consigne doit être inférieur à 10% (afin de ne pas trop réduire la plage de consigne admise en fonction de la limitation de course).

7.1.2.2 Choix du moteur

Le fichier excel : « choix du moteur » a été écrit afin de faciliter le choix d'un moteur sur la base d'exigence sur une course parabolique.

Les exigences sur cette course impliquent :

- Une force constante de 30[N] minimum.
- Une vitesse maximum de 1[m/s] soit
- Une puissance maximum à la sortie de la transmission de 30[W].

La valeur estimée à priori du rendement du réducteur et de la transmission est de 0,6. Cela peut paraître peu, mais la vitesse relativement faible de la masse en mouvement comparée à la faible puissance du moteur nécessaire, impliquant généralement des vitesses de rotation élevées dans les moteurs DC, laisse penser que le taux de réduction sera relativement élevé, ainsi le rendement du réducteur risque d'être relativement faible.

L'inertie de la charge et l'inertie totale vues par le moteur valent respectivement :

$$I'_{ch} = \frac{I_{ch}}{r^2}$$

$$I = I_m + \frac{I_{ch}}{r^2}$$

Rapport de réduction optimal [5]:

$$r_{opt} = \sqrt{\frac{I_{ch}}{I_m}}$$

Où

- I_{ch} et l'inertie de la charge (et du réducteur rapportée à la sortie du réducteur)
- I_m est l'inertie du moteur.
- r_{opt} est le rapport de réduction optimal.

A noter que l'unité de r_{opt} est $[m^{-1}]$ à cause de la transformation du mouvement rotatif du moteur au mouvement linéaire de la charge.

Si l'on considère un rapport de réduction optimum (pour l'accélération rapportée à la puissance consommée), la puissance mécanique du moteur doit être de 100[W].

Le moteur DC F 2260 881 80W Ø60mm de MAXON motors semble convenir. Ses caractéristiques principales sont les suivantes :

- | | | |
|-------------------------|-------|---------|
| • Tension nominale : | 15 | [V] |
| • Constante de couple : | 50,1 | [mNm/A] |
| • Vitesse maximum : | 418,9 | [rad/s] |
| • Résistance interne : | 0,381 | [Ohm] |
| • Masse : | 1,3 | [kg] |

7.1.2.3 Réducteur

Le rapport de réduction est limité par la vitesse maximum du moteur. En effet, si l'on choisissait le rapport optimal, la vitesse maximale du moteur pour la trajectoire considérée ci-dessus, serait de 482[rad/s] pour une vitesse maximum de 419[rad/s]. Nous choisirons donc un rapport de 410 $[m^{-1}]$, pas trop loin du rapport optimal et compatible avec la vitesse maximale admissible du moteur.

Ainsi, on a :

- | | | |
|--|-------|----------------|
| • $r =$ | 410 | $[m^{-1}]$ |
| • $\Omega_{max} =$ | 410 | [rad/s] |
| • Couple maximum à la sortie du moteur : | 174,8 | [Nm] soit |
| • Une tension maximum du | 22 | [V] environ et |
| • Une puissance électrique maximale de | 76,3 | [W] |

Ces résultats sont compatibles avec le cahier des charges ainsi qu'avec les données du moteur et sera donc choisi.

Remarque : La puissance mécanique constante maximale est un peu limite si l'on augmente la charge, mais le modèle 880 de la même série de moteur a une résistance et une inductance plus faible ce qui peut permettre d'atteindre des puissances mécaniques plus élevées au détriment de la consommation moyenne.

7.1.2.4 Choix de la transmission

Les deux solutions envisagées pour la transformation du mouvement rotatif en mouvement linéaire sont :

- La vis à bille
- Le réducteur suivit d'une poulie et courroie.

La première solution, bien que meilleur en terme de rendement. Dans ce cas, le moteur est monté sur la charge (ce qui est mieux dans notre cas, de cette manière on profite de la masse du moteur dans le ballaste). La seule limitation est l'espace disponible dans le toit. En effet l'épaisseur extérieure de celui-ci n'étant que de 5[cm], il faudrait dimensionner tous le système dans moins de 4[cm] de haut, au maximum.

La seconde solution a été choisie pour sa simplicité et la facilité d'adaptation des réducteurs puisqu'ils sont vendus avec les moteurs (réducteurs adaptés par le fabricant). Le système de poulie qui le suit est relativement simple à dimensionner et garantit une course maximale pour une masse embarquée minimale.

Le rapport de réduction total doit être de 410 $[m^{-1}]$

Le rapport de réduction relatif à la poulie est R, soit le rayon de celle-ci.

Le réducteur compatible avec le moteur ci-dessus est le Planetary Gearhead GP 62 Ø62mm.

Il se décline, entre autre dans les facteurs de réduction 19 et 27.

Pour ce dimensionnement, on suppose que les poulies ne sont pas crantées. Le diamètre de la poulie peut donc être choisi librement. On peut même imaginer avoir plusieurs diamètres à disposition et choisir celui qui convient le mieux à la situation.

Choisissons la réduction de 19 (plus précisément 3591/187). Il vient :

$$R = \frac{3591}{410 \cdot 187} = 4.684 \cdot 10^{-2} \cong 4.7 \text{ cm}$$

On choisira donc une poulie de 4,6 cm de rayon, on a ainsi un rapport de réduction de :

$$r = \frac{3591}{187} \cdot 0.047^{-1} = 408.58 \text{ m}^{-1}$$

Ce réducteur a un rendement de 75% maximum, ce qui est légèrement supérieur à la valeur initialement prévue.

7.1.2.5 Choix de l'encodeur

L'encodeur préconisé par MAXON avec le moteur ci-dessus est le HEDS 55_ (entre autres) avec 2 lignes plus une ligne d'index et 500 cycles par tour.

Cela donne en sortie de réducteur une résolution de :

$$\text{res_encodeur} = \frac{2 \cdot \pi}{500 \cdot 19} = 6.613 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

Soit l'équivalent de 0.037° ce qui est bien inférieur au 1.8° de jeu à la sortie du réducteur, et donc très suffisant.

7.1.2.6 Ampli et Contrôleur

Maxon propose une gamme d'amplis compatibles, mais également des solutions intégrées comme le MIP 10 et le MIP 50 qui encapsulent les amplis, la boucle de contrôle ainsi que l'interface de communication et une gamme de commande haut niveau, voir de programme.

Nous ne rentrerons donc pas dans le détail du design physique de la commande car ceci fera l'objet d'un prochain travail. Toutefois, une brève synthèse du régulateur est présentée ci-dessous afin de pouvoir inclure le système dans la simulation.

Le système, contrôleur y compris, sont considérés comme analogiques⁸.

⁸ Le contrôleur est évidemment un élément discret mais la bande passante du sous-système contrôleur-ampli est supposée suffisamment élevée pour que le système du ballaste au complet soit considéré comme un système analogique. En effet la fréquence d'échantillonnage du contrôleur proposé par MAXON est de 1kHz par exemple.

8 Consommation énergétique

Le modèle complet du véhicule solaire comprend la modélisation des actuateurs tels qu'ils sont décrits dans le chapitre précédent. Ainsi, la simulation de l'évolution temporelle du système soumis à certaines perturbations, associées à des situations particulières, permet de quantifier la consommation supplémentaire du véhicule à deux roues, par rapport à un véhicule à 3 roues (ou plus), ne nécessitant pas d'actuateurs destinées à stabiliser le système. Cette estimation se base donc uniquement sur l'étude de la consommation des actuateurs dédiés à l'équilibre du véhicule.

On distingue deux situations particulières étudiées dans la suite du chapitre :

- Le véhicule circule normalement sur la route et est donc soumis aux rafales naturellement présentes lorsqu'il y a du vent (voir chapitre 3.2.2.1).
- Le véhicule croise un autre véhicule circulant en sens inverse et subit ses turbulences.

Une estimation de la consommation totale lors de la course est ensuite réalisée sur la base du nombre de camions croisés lors de la précédente édition de la course.

8.1 Consommation due aux rafales naturelles et au vent moyen

Il s'agit ici d'estimer la consommation supplémentaire du système due au vent naturel, c'est-à-dire en situation normale, et non lors de croisement de véhicules lourds.

8.1.1 Scénario (1) de simulation

Pour étudier la dépendance de la consommation à la vitesse et la direction du vent, le scénario est simplement défini de la manière suivante :

Le vent frontal est nul, alors que la vitesse du vent latérale décrit une rampe débutant à -15[m/s] en terminant à 15[m/s], sur un durée totale de simulation de 50 [s]. Ce brusque changement de direction du vent moyen n'est pas compatible avec la bande passante de ce type de vent (voir chapitre 3.2.2.1.1), toutefois, cette pente est suffisamment lente pour que la part de consommation associé à cette variation soit négligeable comparée à la consommation totale des actuateurs.

A ce vent moyen est superposé une turbulence dont l'énergie (énergie du signale) est constante. Une fois de plus, ce n'est pas cohérent avec le modèle de la turbulence, puisque l'énergie de ce signale est fonction du vent moyen. Le vent moyen de référence pour les turbulences est de 15[m/s] soit une valeur particulièrement critique. Ce scénario est donc très pessimiste, ainsi, la consommation moyenne qui en résulte est plutôt surestimée.

Un temps de simulation plus important permettrait de tester la consommation du véhicule pour des situations plus cohérentes avec la réalité.

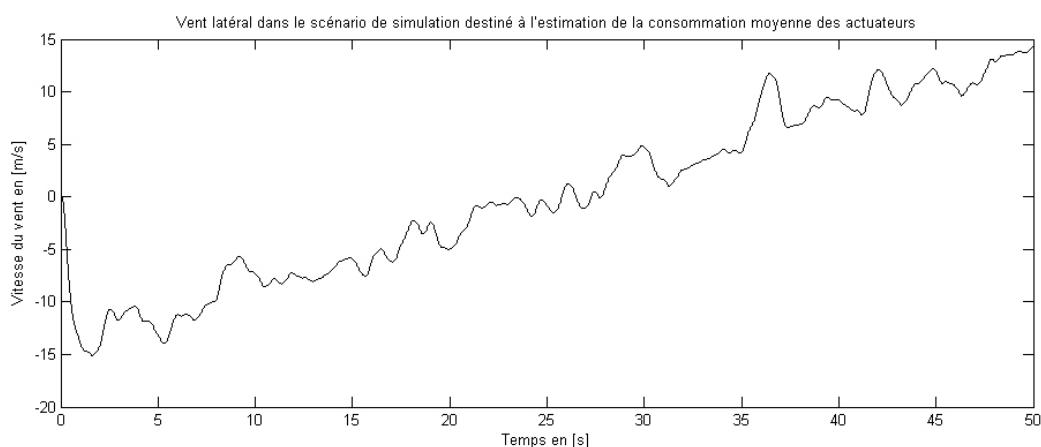


Figure 37: Scénario de vent latérale pour l'estimation de la consommation moyenne.

8.1.2 Consommation du modèle sans pilote

Le modèle Simulink détaillé au chapitre 4.2 est soumis au scénario 1 décrit ci-dessus. Les graphiques suivants sont tirés de la sauvegarde des différentes grandeurs de la simulation.

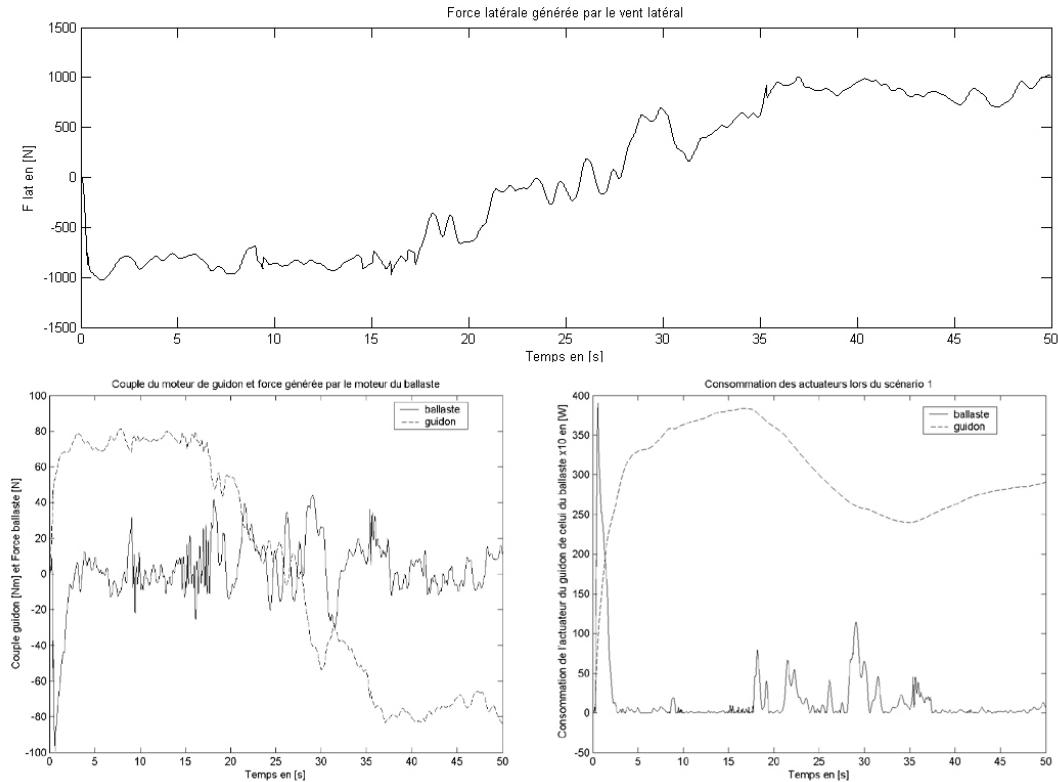


Figure 38: Force latérale due au vent (haut), Couple au guidon et Force sur le ballaste (bas gauche) et Consommation des moteurs du guidon et du ballaste (bas droite)

On constate que la consommation est très dépendante de la vitesse latérale du vent (vent moyen). Plus particulièrement la consommation du moteur du guidon qui attend pratiquement 400[W] pour les vitesses de vent latérale de -5[m/s]. La consommation du moteur du ballaste, quant à lui, semble plus élevée lorsque le vent latéral moyen est faible ou inexistant. Ci-dessous est présentée une brève analyse de la consommation de chaque moteur.

Consommation du moteur du guidon

Si l'on observe le couple du guidon, au s'aperçoit qu'il ressemble étrangement à celui de la force latérale due au vent (symétrique relativement à l'axe horizontale). La consommation du moteur, quant à elle a la même allure, mais en valeur absolue.

Il faut rappeler ici que l'angle de tête du guidon⁹ est de l'ordre de 30° et que l'axe de rotation du guidon ne croise pas l'axe de rotation de la roue, ainsi, le point de contact de la roue avant avec le sol ne coïncide pas avec l'intersection entre l'axe de rotation du guidon et le sol¹⁰. Cela implique que, si une force latérale est transmise par le pneu avant à la route, celle-ci est la source d'un couple sur le guidon. Donc, si on tente de se déplacer en ligne droite (comme c'est le cas ici), il faut lutter contre la force latérale du vent, ce qui est fait via le pneu par le contrôle de l'angle du guidon. Ainsi, le couple sur le guidon est plus ou moins proportionnel à la force latérale générée par le vent.

On peut voir également, à l'annexe 11.4, sur le graphique de l'angle du guidon, que celui-ci reste borné à de petits angles (moins de 2[°]) et que ses variations rapides ne se font que sur des amplitudes de quelques dixièmes

⁹ Angle entre la verticale est l'axe de rotation du guidon.

¹⁰ Cette distance est nommée le « trail ».

de degrés tout au plus. Donc, un pilote qui tiendrait le guidon sentirait des vibrations, mais ne serait pas blessé. **On peut donc sans autre précaution particulière laisser le pilote tenir le guidon du véhicule.** C'est très important, car cela signifie qu'il peut participer à la génération du couple sur le guidon. On a vu ci-dessus que l'amplitude moyenne du couple est majoritairement due au vent moyen, qui varie très lentement. On peut donc demander au pilote de lutter lui-même contre le couple moyen. Dans les chapitres suivants, on tiendra compte de cette possibilité.

Consommation du moteur du ballaste

L'accélération latérale du véhicule (contrôlée par le système du ballaste) est principalement affectée par la vitesse de rotation selon l'angle du lacet et par les variations de forces latérales. Or, ces variations sont principalement dues aux turbulences, qui dans ce scénario, sont d'énergie constante. On constate également que la consommation est plus importante pour les faibles vitesses de vent moyen que pour les vitesses élevées. Cela semble contre intuitif mais est parfaitement explicable :

En considérant le fait que ce n'est que l'accélération du ballaste qui est source de consommation pour le moteur du ballaste¹¹, on peut supposer que la consommation du moteur du ballaste dépend de l'énergie du signal de la force latérale, filtré par un filtre passe bande dont la fréquence de coupure haute est de l'ordre de 5[rad/s]¹² (la fréquence basse est plus difficile à estimer). Si tel est le cas, il faut s'intéresser à la variation du signal du vent latérale pour avoir une information sur la consommation moyenne du moteur du ballaste, or pour de petites amplitudes de variation, la variation de vent latérale peut d'écrire :

$$\frac{df_{lat}}{dt} = \frac{df_{lat}}{dv_{lat}} \cdot \frac{dv_{lat}}{dt}$$

Où

- V_{lat} est la vitesse latérale du vent.
- F_{lat} est la force latérale due au vent.

Or, en consultant la Figure 6, on constate que la fonction $\frac{df_{lat}}{dv_{lat}}$ est plus faible pour les valeurs élevées du vent latéral que pour les valeurs faible. Etant donné que dans le scénario considéré, l'énergie du signal des turbulences est constant quel que soit la vitesse du vent latéral, on constate une consommation plus élevée du moteur du ballaste pour les faibles valeurs de vent latéral. Ce phénomène devrait être partiellement ou totalement compensé par le fait que ces turbulences devraient diminuer avec la vitesse moyenne du vent.

La réflexion ci-dessus amène à une conclusion inattendue ; Pour la consommation du ballaste, le scénario le plus critique est le suivant :

Le vent est constant, de vitesse élevée et **dans la même direction que la voiture**, et non pas latéral à la voiture. Ainsi, l'amplitude des rafales est élevée car la vitesse moyenne du vent est élevée, et la vitesse du vent latéral moyen est nulle.

Il faut toutefois relativiser l'importance de cette affirmation, pour les deux raisons suivantes :

- La consommation du moteur du ballaste, bien qu'elle soit plus élevée pour les vent latéraux moyens de faibles amplitudes, est très faible, et ne représente qu'une faible part de la consommation totale.
- Les caractéristiques aérodynamiques de la voiture on été estimés est la forme de la fonction $f_{lat}=f(v_{lat})$ peut avoir une forme tout autre en réalité.

¹¹ Les frottements et pertes dans le réducteurs ne sont pas modélisées, donc un déplacement donnée consomme d'autant moins d'énergie qu'il est réalisé lentement.

¹² Le signal de l'écart de consigne de l'accélération latérale est filtré par un filtre d'ordre 4 et de fréquence de coupure de 5[rad/s] à l'entrée du PID du contrôle de l'accélération latérale, dont la sortie est la position de consigne pour le ballaste.

8.1.3 Modèle simplifié du pilote

On considère que le pilote dispose d'un écran, ou d'un autre indicateur, qui lui fourni une consigne du couple qu'il doit fournir au système à travers le guidon. Le temps de réaction d'un être humain lorsqu'il doit réagir à un stimulus devant être traité par le système nerveux central est de l'ordre de 0,3[s]. La fonction de transfert du pilote suivante est proposée.

$$G(s) = \frac{10000}{(s+10)^4}$$

Équation 18: Fonction de transfert du pilote en couple.

Cette fonction a été choisie car sa réponse à un saut indiciel est de l'ordre du 35% après 0,3[s] et son temps de montée est proche d'une seconde.

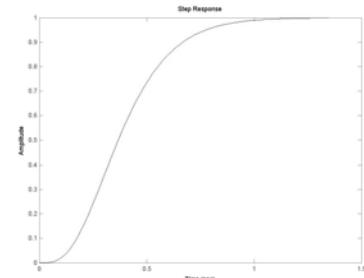


Figure 39: Réponse à un saut indiciel de la fonction de transfert du pilote en couple.

8.1.4 Consommation du modèle avec pilote

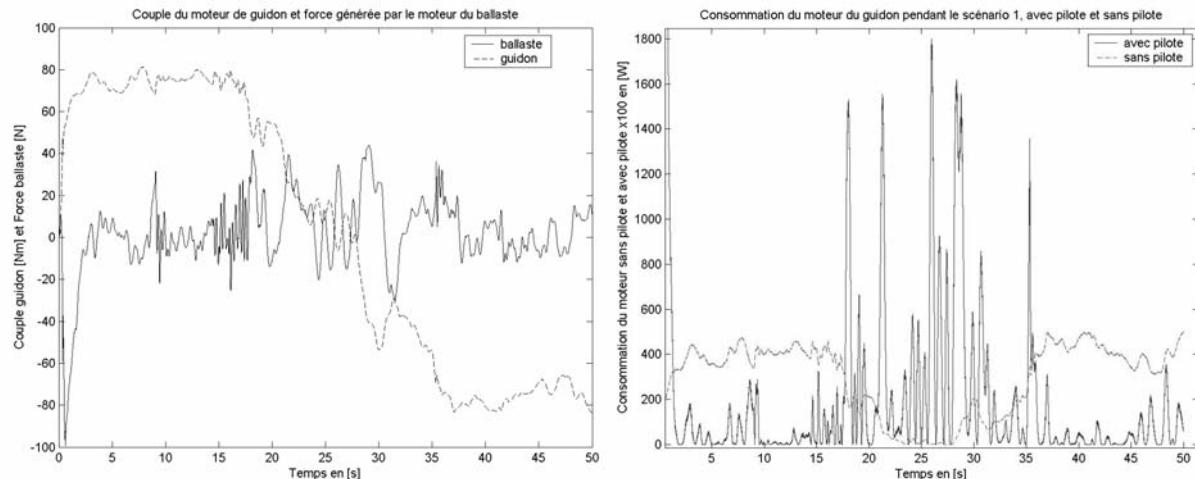


Figure 40: Couples (gauche) et puissance (droite) consommés par les moteurs du guidon dans les cas où il y a un pilote ou non.

Le scénario est le même que dans le cas du système sans pilote. On peut voir ici que le couple du guidon est très majoritairement généré par le pilote et que ce ne sont que les variations rapides de couple qui sont générées par le moteur sur le guidon. L'effet immédiat est la diminution dramatique de la consommation du moteur du guidon qui passe de 292,5[W] à 4,33[W] de consommation moyenne sur les 50[s] de simulation et de près de 400[W] à 5,71[W] de puissance moyenne sur les parties respectives les plus consommatrice d'énergie pour chacune des deux situations. La puissance moyenne consommée durant les 50[s] de simulation par le moteur du ballaste est de 1,7[W], alors que si l'on ne considère que la période où il consomme le plus, elle est de 2,75 [W].

La puissance consommée est maintenant dépendante de la variation de la force du vent latérale, et la discussion sur la consommation du moteur du ballaste du chapitre 8.1.2 est valable pour le cas présent de la consommation du moteur du guidon.

8.2 Consommation lors du croisement d'un véhicule lourd

Il s'agit ici d'estimer la consommation supplémentaire du système due aux perturbations créées par un véhicule lourd croisé à grande vitesse.

8.2.1 Scénario (2) de simulation

La fonction décrite au chapitre 3.2.2.1.4 représente la perturbation (vent) générée par un véhicule lourd. On supposera ci-dessous que la consommation totale des actuateurs du véhicule est la somme de la consommation due au vent naturel et de celle due au croisement des véhicules lourds si le vent naturel était absolument nul.

Le scénario peut alors être défini comme suit :

- Le véhicule roule à vitesse constante dans un environnement parfaitement calme, puis
- il croise un véhicule lourd
- L'environnement redevient calme.

On arrête la simulation lorsque la consommation des actuateurs est redevenue suffisamment proche de 0 pour pouvoir estimer correctement la valeur finale asymptotique de l'énergie consommée par les actuateurs suite à cette perturbation.

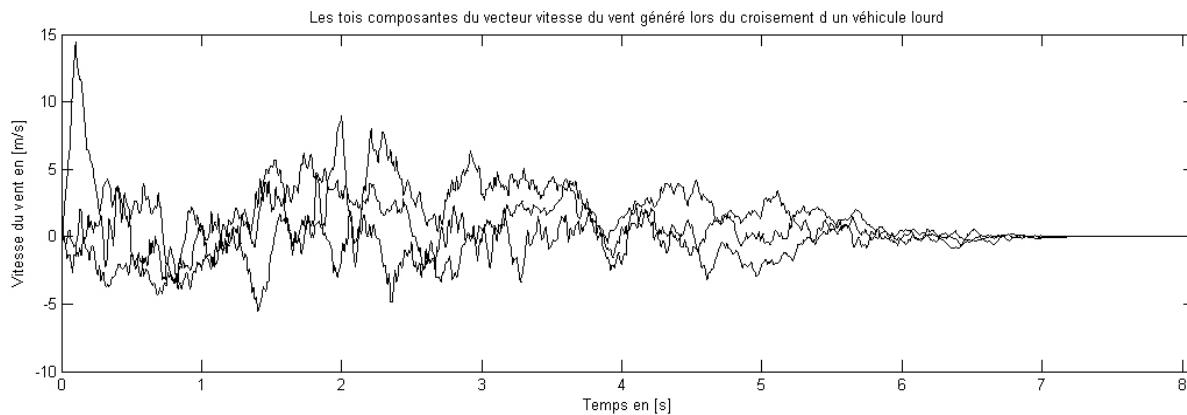


Figure 41: Vent généré par un camion lorsqu'on le croise à grande vitesse.

8.2.2 Consommation des modèles avec et sans pilote

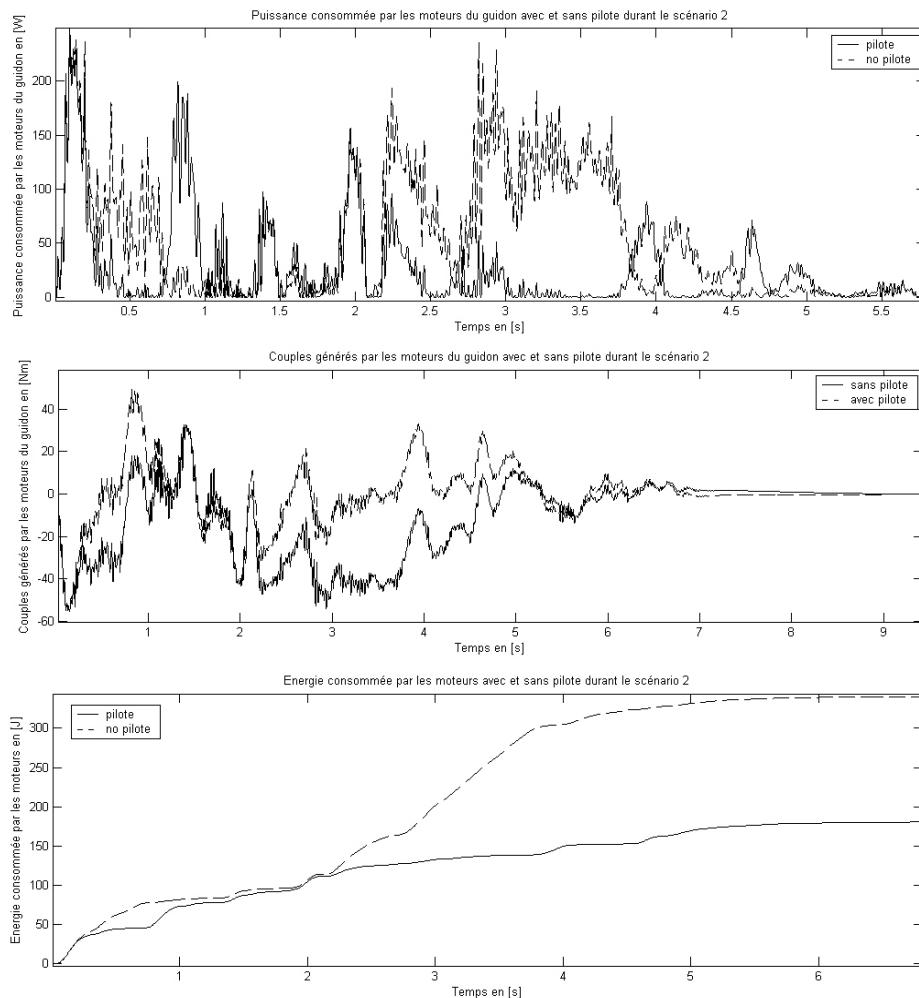


Figure 42: Puissance consommée (haut), couple généré (centre) par les moteurs du guidon dans le cas où il y a un pilote ou non, et énergie consommée par les actuateurs (bas), durant le scénario 2.

Remarque sur le graphique de la puissance consommée : La puissance consommée par le moteur du ballaste, étant la même dans les deux cas et nettement plus faible que celle du moteur du guidon, n'a pas été représentée ici, mais a été considérée dans le graphique de l'énergie consommée.

On voit, sur le graphique des puissances consommées par les moteurs du guidon avec ou sans pilote, que le moteur qui ne bénéficie pas d'un pilote pour « l'aider » à générer une partie du couple doit fournir plus de puissance que dans le cas où il y a un pilote. Tout particulièrement entre les secondes 3 et 4. En effet, pendant cette période, il se trouve que la perturbation latérale reste un peu plus longtemps du même signe, ainsi, le pilote, a le temps de générer une partie du couple et de diminuer l'énergie consommée par le système. C'est encore plus net sur le graphique de l'énergie consommée, où l'on constate que les deux courbes restent pratiquement superposées jusqu'à la seconde 3, puis la courbe correspondant au modèle sans pilote croît soudain beaucoup plus vite que celle du modèle avec pilote. Cela amène à deux conclusions :

- Dans les cas où les turbulences restent suffisamment longtemps constantes, le fait que le pilote participe à la génération du couple, permet au modèle disposant du pilote de consommer moins d'énergie que celui sans pilote.
- Les turbulences étant aléatoires, la plupart du temps, la consommation dans les deux cas est la même, ou du moins, du même ordre.

On notera que la consommation du moteur dans le modèle disposant d'un pilote est de **180[J]** environ.

8.3 Estimation de la consommation totale lors de la course

La consommation totale est la somme de la consommation due au vent latéral et celle due au croisement des camions. La fréquence de ces croisements est relativement faible si on considère que le temps de perturbation qui en résulte est court. Lors de la dernière course, les participants ont croisé une cinquantaine de camion lors des 3 jours et demi de course. Pour le calcul ci-dessous, considérons que 100 camions sont croisés pendant la course.

L'équipe la plus rapide a roulé à une vitesse moyenne de 100[km/h] soit un temps de parcours total (hors arrêts obligatoires) de 30,1[h] ou 108'360[s]. Ce temps est pris comme référence pour les calculs suivants.

La consommation totale des actuateurs vaut donc :

$$P_{\text{tot_m}} = \frac{E_{\text{tot}}}{t_c} = \frac{P_{n_m} \cdot t_c + E_T}{t_c} = P_{n_m} + \frac{E_T}{t_c}$$

Équation 19: Puissance moyenne consommée par les actuateurs destinés à la gestion de l'équilibre.

Où

- $P_{\text{tot_m}}$ est la puissance moyenne consommée par les actuateurs destinés à la gestion de l'équilibre.
- E_{tot} est l'énergie totale consommée par les actuateurs durant la course.
- t_c est le temps de course total.
- P_{n_m} est la puissance moyenne consommée par les actuateurs tout au long de la course, lorsque le système n'est perturbé que par le vent naturel.
- E_T est l'énergie consommée lors du croisement des camions.

On a également :

$$E_T = N_c \cdot E_t$$

Où

- E_t est l'énergie consommée lors du croisement d'un camion
- N_c est le nombre total de camion croisés pendant la course.

La seule variable mal estimée est P_{n_m} car celle-ci dépend de la direction du vent et de la vitesse moyenne du vent. Or ces grandeurs ne sont pas connues à priori. Il faudrait, pour avoir une bonne estimation de cette puissance, faire une étude déraillée des relevés météorologiques pour déterminer les densités de probabilité de trouver un vent moyen, en fonction du temps et de l'espace. C'est un travail qui demande un temps considérable et qui n'est pas envisageable ici. Toutefois, ce dont on est sûre, c'est que cette puissance moyenne est forcément inférieure à la puissance moyenne consommée par les actuateurs dans la pire des situations, qui a été décrite au bas du chapitre 8.1.2. C'est-à-dire lorsque le vent moyen est maximum (15[m/s]) est dans la même direction que le véhicule. La puissance moyenne consommée par les actuateurs dans ce cas est de l'ordre de plus de 400[W] sans pilote mais seulement 7,08[W] si le pilote participe à la génération du couple sur le guidon.

On remarque que la consommation due aux croisements des camions ne représente que 0,166[W] de puissance moyenne sur toute la course, soit moins de 0,25% de la consommation moyenne totale..

Finalement la consommation moyenne totale, si l'on reprend l' Équation 19, on trouve 7,25[W].

8.4 Comparaison avec un véhicule à 3 roues ou plus

Les chapitres suivants n'ont considérés que les consommations dues aux actuateurs. Celle-ci est extraordinairement faible. Cela s'explique par le fait que, ceux-ci, devant pouvoir faire face à des situations rares mais extrêmes, ont été surdimensionnés (par rapport à la situation normale). S'ils étaient utilisés constamment à leur puissance maximum, la consommation de ceux-ci s'élèverait à plus de 400[W].

Pour être complet, il reste plusieurs sources de consommation, relative à la gestion de l'équilibre, importantes à considérer :

- Les amplis des actuateurs.
- L'électronique associée.
- L'électronique de commande.
- La masse de l'ensemble.

Le dernier point est le plus facile à estimer : On a vu au chapitre 3.3, que la « consommation massique », c'est-à-dire la consommation générée par le couple de roulement des roues sur la route, est de l'ordre de 1,6[W/kg] à 100[km/h]. Les actuateurs choisis ont une masse totale de 9,5[kg] (voir chapitres 7.1.1.1 et 7.1.2.2). Ainsi la consommation massique des actuateurs est de 15,2 [W].

Les autres éléments n'ont pas été considérés dans ce projet. Une grossière estimation est faite si dessous, mais uniquement à titre indicatif et sur la base d'aucune donnée concrète.

Tableau 1: Consommation totale du système

Elément	Masse	Consommation moyenne
Amplis	1 [kg]	5 [W]
Electronique associée	500 [g]	1 [W]
Electronique de commande	500 [g]	10 [W]
Matériel, guidages etc...	3 [kg]	0 [W]
Actuateurs	9,5 [kg]	7,25[W]
Total	14,5 [kg] x 1,6 [W/kg] = 23,2 [W]	23,25 [W]
Consommation totale		46,45 [W]

On a vu dans le chapitre 3.1, que l'économie d'énergie escomptée grâce à la géométrie à 2 roues était de l'ordre de 200 à 300[W]. Ainsi l'économie totale d'énergie escomptée est de 160 à 260[W].

Si on reprend l'Équation 2, on la modifie comme suit, on trouve finalement :

$$P_{tot} = \eta \cdot M \cdot g \cdot V + C_d \cdot S \cdot V_1^3 + dP \quad \text{et} \quad C_{d2} \cdot S_2 = 0.8 \cdot C_{d1} \cdot S_1$$

$$P_{tot1} = P_{tot2} + dP \quad \Leftrightarrow \quad 0.8 \cdot V_2^3 + \frac{\eta \cdot M \cdot g}{C_{d1} \cdot S_1} \cdot V_2 - \left(\frac{\eta \cdot M \cdot g \cdot V_1}{C_{d1} \cdot S_1} + V_1^3 - dP \right) = 0$$

Équation 20: Calcule de la vitesse escomptée.

Avec $dP=160$, on trouve, avec les mêmes valeurs que dans l'équation 2 : $V_2=106,86[\text{km/h}]$, soit un **gain de vitesse de 6,86%**.

9 Conclusion

9.1 Résultats généraux

Le chapitre 3.1 montre que par le choix d'une géométrie à deux roues plutôt qu'à trois, on pouvait espérer économiser au moins 200[W] d'énergie, et que cela représente un gain de vitesse potentiel de 7,12% à 100[km/h].

Le chapitre 3.2 a mis en évidence l'importance de l'aérodynamique latérale du véhicule dans le problème de la stabilisation d'un véhicule à deux roues. On trouve également, dans ce chapitre, l'étude aérodynamique du présent véhicule, et la quantification des grandeurs de perturbations est présentée dans un graphe. Un modèle pour la simulation du vent est proposé et le lien entre vent et aérodynamique latéral est expliqué.

Les moyens de lutter contre ces perturbations, soit le ballaste mobile et l'actuateur sur le guidon, sont proposés.

Au chapitre 4, un modèle Simulink détaillé et à usage multiple est partiellement repris de [19] puis complété avec les modèles relatifs au ballaste à l'actuateur sur le guidon. Ce modèle peut être utiliser autant pour simuler le système, que pour l'identifier ou étudier la consommation du système réel.

Une méthode est proposée au chapitre 6, afin de designer la commande du système complet. Cette méthode consiste à décomposer le problème en 4 sous-problèmes traités séparément dans un ordre bien défini :

- Synthèse de la commande en position du ballaste.
- Synthèse de la commande du roulis.
- Synthèse de la commande de l'accélération latérale.
- Synthèse de la commande du couple du moteur du guidon.

Les simulations finales et les résultats présentés on prouvés que cette méthode était viable, bien qu'assez pauvre en terme de dynamique.

Un dimensionnement des sous système du ballaste et du guidon est proposé au chapitre 7, avec un choix particulier d'actuateurs.

L'étude de la consommation du système complet, au chapitre 8, montre que ces choix sont cohérents du point de vue énergétique et forme un bon compromis entre rejet des perturbations les plus importantes et consommation moyenne.

De plus, on trouve finalement que le gain en vitesse, escompté à 7,12% au chapitre 3.1 est finalement, après déduction de la consommation des sous-systèmes, de 6,86%, ce qui est un résultat très appréciable, puisqu'il représente 96% du gain maximum escompté.

9.2 Conclusion supplémentaires

Si l'on reprend les résultats et conclusions du dernier chapitre, on peut dire que :

- La consommation due au croisement des camions est parfaitement négligeable
- Le fait de faire participer le pilote à la génération du couple sur le guidon peut diminuer la consommation moyenne d'un facteur 55.
- Les caractéristiques de l'aérodynamique latérale doivent faire l'objet d'une attention toute particulière si l'on veut estimer correctement la consommation et la stabilité du système.
- Tous les résultats présentés supposent que les paramètres du système réel sont connus, et, aucune étude de sensibilité n'ayant été faite pour le moment, ces résultats doivent être considérés comme provisoires et indicatifs.
- Si les ordres de grandeurs sont corrects, la part de consommation due à la masse supplémentaire embarquée est égale à la consommation électrique directe des actuateurs et de leurs accessoires. Donc, l'accent doit être mis sur l'optimisation de la masse des sous systèmes. De plus, près de la moitié de la consommation électrique (10[W]) est imputée à l'électronique de commande. Cette valeur peut sans aucun doute être diminuée, au moins d'un facteur 2.

9.3 Perspectives

Les résultats ayant été pratiquement tous trouvés en fin du projet, l'équipe SUNRAYCING a dû, pour ne pas risquer de compromettre la participation à la course en 2007, prendre la décision de laisser de côté la solution à 2 roues et de se concentrer sur le développement de la solution alternative dont une esquisse se trouve au chapitre 3.1.

Toutefois, il a été convenu que la possibilité de rouler sur 2 roues serait envisagée pour les participation futures si les résultats de ce projets laisser envisager une économie substantielle d'énergie, ou au moins une perte limitée.

Les résultats présentés au chapitre 8, sont pour le moins encourageant ! Il est donc primordiale de continuer dans cette voie. Les propositions ci-dessous sont basées sur les conclusion du paragraphe précédent est des résultats généraux du projet.

9.3.1 Objectifs et proposition de futures projets

La suite logique et indispensable de ce projet est le design est la fabrication d'un modèle réduit, de manière à pouvoir valider les modèles Simulink, les commandes et les ordres de grandeurs de consommation. Ce modèle réduit, avec les connaissances sur la dynamique générale du système, pourra également servir à construire un modèle paramétrique dont les paramètres pourront être identifiés.

Un projet pourrait porter sur la commande de la moto solaire en n'utilisant que le couple sur le guidon pour commander le roulis ainsi que l'accélération latérale. Cela doit être possible, mais plus critiques lors de fortes vent latéraux car l'augmentation de l'angle de roulis provoque une divergence les forces aérodynamiques.

Un projet sur le design de l'électronique de commande et des amplis, pourrait grandement contribuer à diminuer la consommation totale des sous-systèmes.

9.4 Remerciements

Je tiens à remercier tous d'abord mon premier assistant, Hamid Khatibi, qui a consacré beaucoup de son temps à me faire partager son expérience et à m'aiguiller pour trouver une solution viable.

Je remercie également en mon nom ainsi qu'en celui du l'équipe SUNRAYCING, Alireza Karimi, mon second assistant, le Prof. Roland Longchamp et le Prof. Denis Gillet qui ont eut la gentillesse de soutenir l'équipe et moi-même en acceptant ce projet au sein du laboratoire d'automatique.

Merci également au Dr. Alain Schorderet et au Prof. Max-Olivier Hongler pour le temps qu'ils ont consacré à me renseigner sur des détails de modélisation des systèmes.

Un grand merci, à Michael Friedrich, président de SUNRAYCING, qui soutient magnifiquement tous les membres de l'équipe afin de réunir toutes les conditions à la réussite de leur projet respectif. Et merci, au reste de l'équipe pour les échange d'informations fructueuses comme, par exemple, la référence de JavaFoil, et de quelques données aérodynamiques par Alexandre Mittaz.

Enfin, d'un point de vue plus personnel, je remercie infiniment mes parents qui ont très largement financer mes études et m'on toujours soutenus dans mes choix, ainsi que ma fiancée, Vanessa Rechik, qui m'a soutenue mais surtout supportée au quotidien dans les périodes de stress.

10 Bibliographie

10.1 Ouvrages/cours

- [1] Hongler, M.-O. (2005) *Topics in Dynamical systems modeling*. Support de cours de Modélisation dynamique 4^{ème} année MT, RSA. MT-STI-EPFL : Lausanne
- [2] Longchamp, R. (2002) *Commande Numérique de systèmes dynamiques : compléments* : LA/STI/EPFL, Lausanne
- [3] Longchamp, R. (2002) *Commande Numérique de systèmes dynamique*: LA/STI/EPFL. Presses Polytechniques et universitaires romandes, Lausanne
- [4] Gillet, D. (2004) Systèmes multivariables I, méthodes d'état. Support de cours de Systèmes multivariables I 4^{ème} année MT, RSA. LA-STI-EPFL :Lausanne
- [5] Clavel,R (1999) Composants de la microtechnique : MT/STI/EPFL. Presses Polytechniques et universitaires romandes, Lausanne.
- [6] Office fédéral de l'énergie (1990). Vent : *Guide pour la promotion de l'énergie éolienne*. Colombier : INFOSOLAR. Météo Norm

10.2 Travaux

- [7] Evangelou, S.(2003) *The control and stability analysis of two-wheeled road vehicles* : Electrical and Electronic Engineering Imperial College London.
- [8] Cossalter, V., Lot, R. (2002) *A Motorcycle Multi-Body Modèle for Real Time Simulations Based on the Natural Coordinates Approach* : Vehicle System Dynamics, Vol. 37, No.6, pp. 423-447. Department of Mechanical Engineering, University of Padova.
- [9] Brent Gillespie, R. (2003) *Kane's equations for haptic display of multibody systems* : Department of Mechanical Engineering, University of Michigan. Ann Arbor,MI.
- [10] Biral, F., Boortoluzzi, B., Cossalter, V. and Da Lio, M. (2003) *Experimental Study of Motorcycle Transfer Functions for Evaluationg Handling* : Veicule System Dynamics Vol.39, No.1, pp. 1-25. Department of Mechanical Engineering, University of Michigan. Ann Arbor,MI.
- [11] Schwab, A. L., Meijaard J. P., and Papadopoulos, J. M. (2004) *Benchmark Results on the Linearized Equations of Motion of an Uncontrolled Bicycle* : The Second Asian Conference on Multibody Dynamics 2004, Seoul.
- [12] Limebeer, D.J.N., Sharp, R.S. and Evangelou, S. (2001) *The stability of motorcycles under acceleration and braking*. Proc IMech. E., 215(C).
- [13] Daidié, D. (2005) *Modélisation et simulation d'une voiture solaire du point de vue énergétique*. Projet de semestre I : MT/STI/EPFL, Lausanne.

10.3 Sites Internet

- [14] <http://www.wsc.orgc.au> (2005). *Site officiel du World Solar Challenge.*
- [15] <http://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/airplane/alr.html> (2005) . *Site de la nasa*, partie d'un tutorial sur l'aérodynamique.
- [16] www.JavaFoil.com. Applet permettant d'estimer les caractéristiques de divers types de profils d'ailes.
- [17] <http://www.bom.gov.au/> . Site gouvernemental australien communiquant nombres d'informations, dont des données climatiques du pays.
- [18] <http://www.mathworks.com/> . Site de Mathworks, proposant un moteur de recherche pour le support help de Matlab.

Autres

- [19] MATLAB help

11 Annexes

11.1 Les plans et repères du modèle analytique simplifié

Le schéma ci-dessous présente les différents plans associés aux angles d'Euler et de steering. Toutefois, pour ne pas le surchargé, le « Pitch_Plan », associé au corps principal, est égal au Roll_Plan, à la différence que le repère qui lui est associé forme un angle « pitch » (rotation autour de l'axe Y du repère associé au « Roll_Plan ») avec celui associé au « Roll_Plan ».

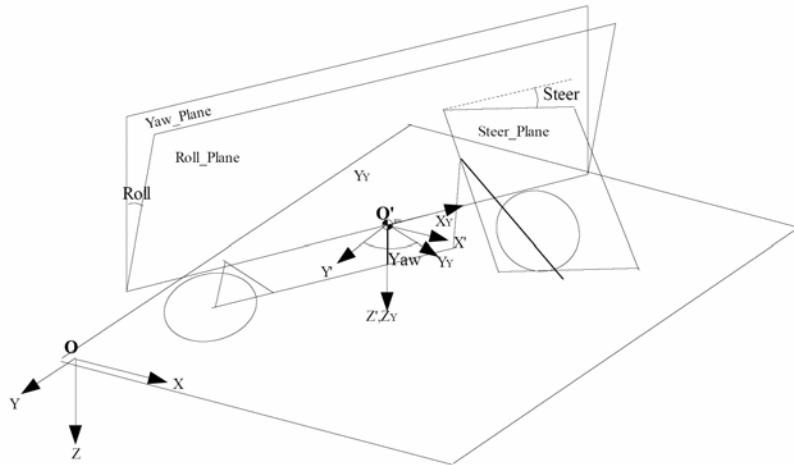


Figure 43: Plans de rotation des corps de la moto

Un repère est associé à chaque corps rigide. Leur origines sont situées aux centre de gravité de ces corps. Ainsi,

- Le repère O est le repère lié au référentiel fixe.
- Le repère Y est lié au plan Yaw_Plane.
- Le repère R est lié au plan Roll_Plane. Son origine est confondue avec le point P_{m1} .
- Le repère P est lié au plan Pitch_Plane . Son origine est confondue avec le point P_{m1} , centre de gravité du corps principal.
- Le repère S est lié au plan Steer_Plane. Son origine est confondue avec le point P_{m2} .
- Le repère Fwc est lié au centre de la roue avant (fixe par rapport à S).
- Le repère Fw est lié à la roue avant.
- Le repère Rwc est lié au centre de la roue arrière (fixe par rapport à P).
- Le repère Rw est lié à la roue arrière.

11.2 Accélération du ballaste et couple rapporté au système simple

Par une simple considération géométrique, la vitesse angulaire selon l'axe vertical peut être exprimé comme suit (pour $\delta \ll 1$) :

$$yaw = \frac{v}{emp} \cdot \tan(\delta) \approx \frac{v}{emp} \cdot \alpha$$

$$\alpha = \text{actg} \left(\frac{\sin(\delta)}{\cos(\delta) \cdot \cos(\lambda)} \right)$$

Avec λ , l'angle d'inclinaison de la fourche avant par rapport à la verticale.

Pour de petits angles :

$$yaw = \frac{v}{emp} \cdot \tan(\delta) \approx \frac{v}{emp} \cdot \alpha$$

$$\alpha \approx \frac{\delta}{\cos(\lambda)} \Rightarrow yaw \approx \frac{v \cdot \delta}{emp \cdot \cos(\lambda)}$$

Equation de transport pour l'accélération de [1]:

$$\vec{a}_P|_N = \vec{a}_B|_N + \ddot{\vec{r}}_P|_B + 2 \cdot \vec{\Omega} \times \dot{\vec{r}}_P|_B + \dot{\vec{\Omega}} \times \vec{r}_P|_B + \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}_P|_B)$$

Où

- $|_N$ signifie «exprimé dans le référentiel fixe (Newtonien)».
- $|_B$ signifie «exprimé dans le référentiel en mouvement B».
- r_P est le vecteur position du point P.
- Ω est la vitesse angulaire du référentiel B.
- a_B est l'accélération du référentiel B.

En appliquant cette formule au système du ballaste, en négligeant l'effet l'accélération centripète et en se plaçant dans les conditions du modèle simple, c'est-à-dire pour de faibles angles δ et roll et à vitesse constante, on trouve pour l'accélération :

$$\vec{a}_b|_N = \left(\begin{array}{c} 0 \\ \frac{v^2}{emp \cdot \cos(\lambda)} \cdot \delta \\ 0 \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} 0 \\ \ddot{y}_b \\ 0 \end{array} \right) + 2 \cdot \left(\begin{array}{c} -\frac{\dot{y}_b \cdot v \cdot \delta}{emp \cdot \cos(\lambda)} \\ 0 \\ roll \cdot \dot{y}_b \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} -y_b \cdot \left(\frac{v \cdot \dot{\delta}}{emp \cdot \cos(\lambda)} \right) \\ 0 \\ roll \cdot y_b \end{array} \right)$$

en y et z :

$$a_{by} = \frac{v^2}{emp \cdot \sin(\lambda)} \cdot \delta + \ddot{y}_b$$

$$a_{bz} = 2 \cdot roll \cdot \dot{y}_b + roll \cdot y_b$$

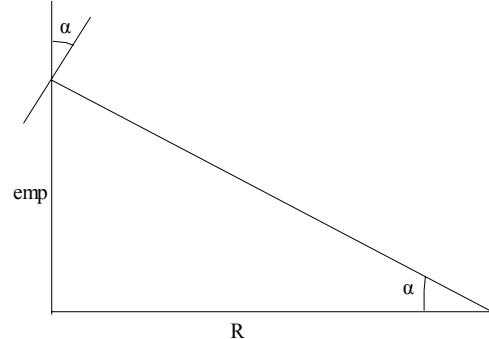


Figure 44: Rayon de courbure de la trajectoire du véhicule en fonction de l'angle entre la roue et la direction longitudinale.

L'équation du transport pour un vecteur vaut :

$$\dot{\vec{u}}|_N = \dot{\vec{u}}|_B + \vec{\Omega} \times \vec{u}|_B$$

On a donc pour l'accélération angulaire :

$$\vec{\alpha}|_N = \dot{\vec{\Omega}}|_N = y\dot{\vec{w}}|_N + roll\ddot{\vec{w}}|_N = \begin{pmatrix} roll\ddot{v} \\ roll \cdot \frac{v \cdot \delta}{emp \cdot \cos(\lambda)} \\ \frac{v \cdot \dot{\delta}}{emp \cdot \cos(\lambda)} \end{pmatrix}$$

donc pour α_x :

$$\alpha_{bx} = y\dot{w} \cdot roll = roll\ddot{v}$$

Les équations de Newton-Euler donnent :

$$\sum F_y = F_{yb} = m_b \cdot a_{by}$$

$$\sum F_z = F_{zb} + m_b \cdot g = m_b \cdot a_{bz}$$

$$\sum M_x = \tau_{xb} = I_b \cdot \alpha_{bx}$$

Il faut considérer que ces forces sont les forces appliquées sur le ballaste, or f_t considère les forces appliquées sur le véhicule. Par la 3^{ème} loi de Newton, on a :

$$M_{r2} = f(v, \theta_r, \dot{\theta}_r, \ddot{\theta}_r, \delta, \dot{\delta}, y_b, \dot{y}_b, \ddot{y}_b) = F_y \cdot h_b - F_{zb} \cdot y_b - M_x$$

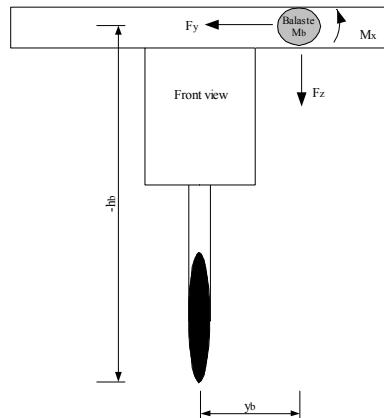


Figure 45: Schéma d'application des forces sur le ballaste.

On trouve finalement :

$$M_{r2} = m_b \cdot \left[y_b \cdot \left(g - 2 \cdot roll \cdot \ddot{y}_b + roll \cdot \dot{y}_b \right) - h_b \cdot \left(\frac{v^2}{emp \cdot \cos(\lambda)} \cdot \delta + \ddot{y}_b \right) \right] - I_b \cdot roll\ddot{v}$$

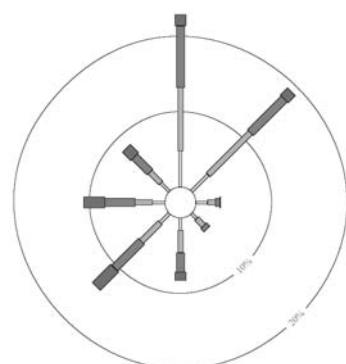
11.3 Roses des vents

11.3.1 Adélaïde

WIND FREQUENCY ANALYSIS (in km/h)
ADELAIDE AIRPORT STATION NUMBER 023034
Latitude: -34.95° Longitude: 138.52°

9 am Sep
1469 Total Observations (1955 to 2004)

Calm 10%
Scale Factor = 30.0%
0-10 10-20 20-30 >30



Wind directions are divided into eight compass directions. Calm has no direction.
An asterisk (*) indicates that calm is less than 1%.
An observed wind speed which falls precisely on the boundary between two divisions (eg 10km/h) will be included in the lower range (eg 1-10 km/h). Only quality controlled data have been used.

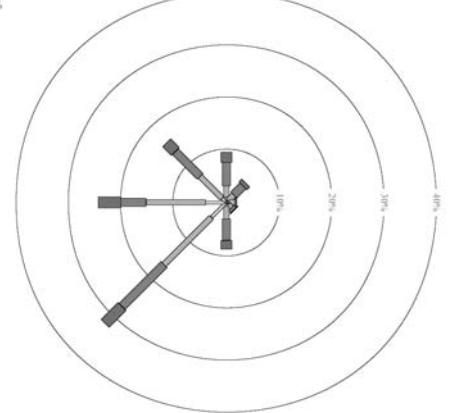


Copyright © Commonwealth of Australia 2004
Prepared by the National Climate Centre of the Bureau of Meteorology.
Contact us by phone on (03) 9669 4082, by fax on (03) 9669 4515, or by email at webclim@bom.gov.au. We have taken all due care but cannot provide any warranty nor accept any liability for this information.

WIND FREQUENCY ANALYSIS (in km/h)
ADELAIDE AIRPORT STATION NUMBER 023034
Latitude: -34.95° Longitude: 138.52°

3 pm Sep
1468 Total Observations (1955 to 2004)

Calm 1%
Scale Factor = 30.0%
0-10 10-20 20-30 >30



Wind directions are divided into eight compass directions. Calm has no direction.
An asterisk (*) indicates that calm is less than 1%.
An observed wind speed which falls precisely on the boundary between two divisions (eg 10km/h) will be included in the lower range (eg 1-10 km/h). Only quality controlled data have been used.

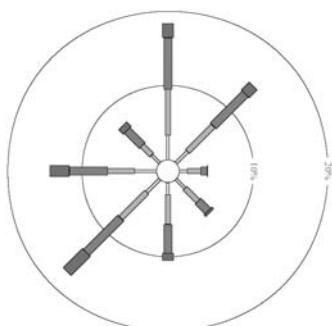


Copyright © Commonwealth of Australia 2004
Prepared by the National Climate Centre of the Bureau of Meteorology.
Contact us by phone on (03) 9669 4082, by fax on (03) 9669 4515, or by email at webclim@bom.gov.au. We have taken all due care but cannot provide any warranty nor accept any liability for this information.

WIND FREQUENCY ANALYSIS (in km/h)
ADELAIDE AIRPORT STATION NUMBER 023034
Latitude: -34.95° Longitude: 138.52°

9 am Oct
1517 Total Observations (1955 to 2004)

Calm 8%
Scale Factor = 30.0%
0-10 10-20 20-30 >30



Wind directions are divided into eight compass directions. Calm has no direction.
An asterisk (*) indicates that calm is less than 1%.
An observed wind speed which falls precisely on the boundary between two divisions (eg 10km/h) will be included in the lower range (eg 1-10 km/h). Only quality controlled data have been used.



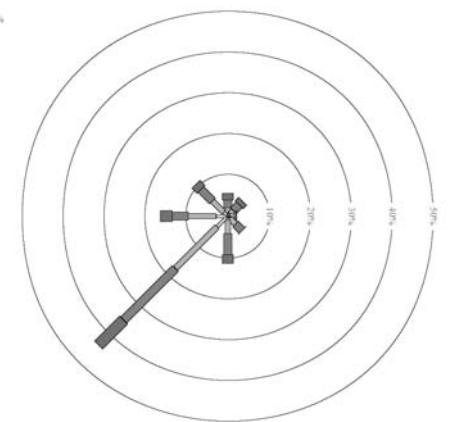
Copyright © Commonwealth of Australia 2004
Prepared by the National Climate Centre of the Bureau of Meteorology.
Contact us by phone on (03) 9669 4082, by fax on (03) 9669 4515, or by email at webclim@bom.gov.au. We have taken all due care but cannot provide any warranty nor accept any liability for this information.

[Page 1]

WIND FREQUENCY ANALYSIS (in km/h)
ADELAIDE AIRPORT STATION NUMBER 023034
Latitude: -34.95° Longitude: 138.52°

3 pm Oct
1516 Total Observations (1955 to 2004)

Calm 1%
Scale Factor = 30.0%
0-10 10-20 20-30 >30



Wind directions are divided into eight compass directions. Calm has no direction.
An asterisk (*) indicates that calm is less than 1%.
An observed wind speed which falls precisely on the boundary between two divisions (eg 10km/h) will be included in the lower range (eg 1-10 km/h). Only quality controlled data have been used.



Copyright © Commonwealth of Australia 2004
Prepared by the National Climate Centre of the Bureau of Meteorology.
Contact us by phone on (03) 9669 4082, by fax on (03) 9669 4515, or by email at webclim@bom.gov.au. We have taken all due care but cannot provide any warranty nor accept any liability for this information.

[Page 1]

[Page 1]

Figure 46: Roses des vents pour septembre et octobre, Adélaïde, selon [17].

11.3.2 Alice Spring

WIND FREQUENCY ANALYSIS (in km/h)
ALICE SPRINGS AIRPORT STATION NUMBER 015590
Latitude: -23.80 ° Longitude: 133.89 °



WIND FREQUENCY ANALYSIS (in km/h)
ALICE SPRINGS AIRPORT STATION NUMBER 015590
Latitude: -23.80 ° Longitude: 133.89 °

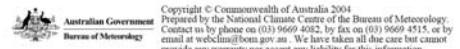


Wind directions are divided into eight compass directions. Calm has no direction.
An asterisk (*) indicates that calm is less than 1%.
An observed wind speed which falls precisely on the boundary between two divisions (eg 10km/h) will be included in the lower range (eg 1-10 km/h). Only quality controlled data have been used.



Copyright © Commonwealth of Australia 2004
Prepared by the National Climate Centre, the Bureau of Meteorology.
Contact us by phone on (03) 9669 4082, by fax on (03) 9669 4515, or by
email at webclim@bom.gov.au. We have taken all due care but cannot
provide any warranty nor accept any liability for this information.

Wind directions are divided into eight compass directions. Calm has no direction.
An asterisk (*) indicates that calm is less than 1%.
An observed wind speed which falls precisely on the boundary between two divisions (eg 10km/h) will be included in the lower range (eg 1-10 km/h). Only quality controlled data have been used.



WIND FREQUENCY ANALYSIS (in km/h)
ALICE SPRINGS AIRPORT STATION NUMBER 015590
Latitude: -23.80 ° Longitude: 133.89 °



[Page 1]

WIND FREQUENCY ANALYSIS (in km/h)
ALICE SPRINGS AIRPORT STATION NUMBER 015590
Latitude: -23.80 ° Longitude: 133.89 °



[Page 1]

Wind directions are divided into eight compass directions. Calm has no direction.
An asterisk (*) indicates that calm is less than 1%.
An observed wind speed which falls precisely on the boundary between two divisions (eg 10km/h) will be included in the lower range (eg 1-10 km/h). Only quality controlled data have been used.



Copyright © Commonwealth of Australia 2004
Prepared by the National Climate Centre, the Bureau of Meteorology.
Contact us by phone on (03) 9669 4082, by fax on (03) 9669 4515, or by
email at webclim@bom.gov.au. We have taken all due care but cannot
provide any warranty nor accept any liability for this information.

Wind directions are divided into eight compass directions. Calm has no direction.
An asterisk (*) indicates that calm is less than 1%.
An observed wind speed which falls precisely on the boundary between two divisions (eg 10km/h) will be included in the lower range (eg 1-10 km/h). Only quality controlled data have been used.



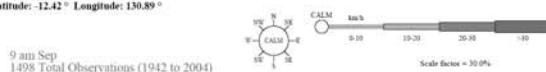
[Page 1]

[Page 1]

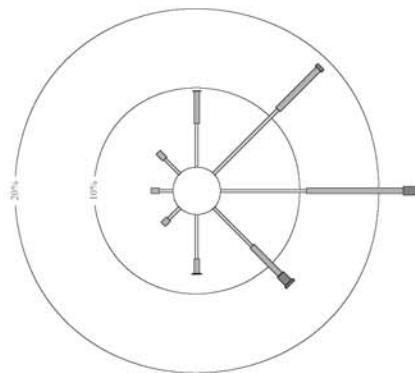
Figure 47: Roses des vents pour septembre et octobre, Alice Spring, selon [17].

11.3.3 Darwin

WIND FREQUENCY ANALYSIS (in km/h)
DARWIN AIRPORT STATION NUMBER 014015
Latitude: -12.42 ° Longitude: 130.89 °



Calm 15%



Wind directions are divided into eight compass directions. Calm has no direction.
An asterisk (*) indicates that calm is less than 1%.
An observed wind speed which falls precisely on the boundary between two divisions (eg 10km/h) will be included in the lower range (eg 1-10 km/h). Only quality controlled data have been used.

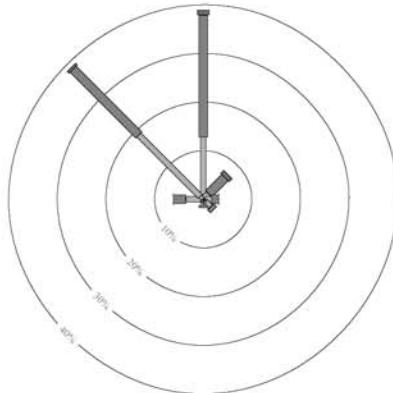


Copyright © Commonwealth of Australia 2004
Prepared by the National Climate Centre of the Bureau of Meteorology.
Contact us by phone on (03) 9669 4082, by fax on (03) 9669 4515, or by
email at webclim@bom.gov.au. We have taken all due care but cannot
provide any warranty nor accept any liability for this information.

WIND FREQUENCY ANALYSIS (in km/h)
DARWIN AIRPORT STATION NUMBER 014015
Latitude: -12.42 ° Longitude: 130.89 °



Calm 0%

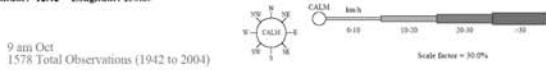


Wind directions are divided into eight compass directions. Calm has no direction.
An asterisk (*) indicates that calm is less than 1%.
An observed wind speed which falls precisely on the boundary between two divisions (eg 10km/h) will be included in the lower range (eg 1-10 km/h). Only quality controlled data have been used.

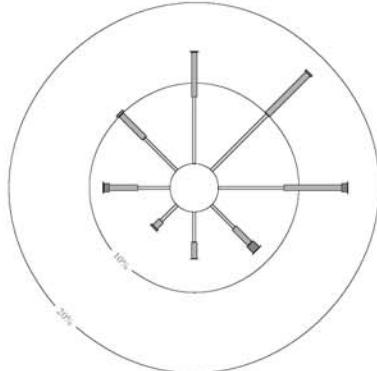


Copyright © Commonwealth of Australia 2004
Prepared by the National Climate Centre of the Bureau of Meteorology.
Contact us by phone on (03) 9669 4082, by fax on (03) 9669 4515, or by
email at webclim@bom.gov.au. We have taken all due care but cannot
provide any warranty nor accept any liability for this information.

WIND FREQUENCY ANALYSIS (in km/h)
DARWIN AIRPORT STATION NUMBER 014015
Latitude: -12.42 ° Longitude: 130.89 °



Calm 15%



Wind directions are divided into eight compass directions. Calm has no direction.
An asterisk (*) indicates that calm is less than 1%.
An observed wind speed which falls precisely on the boundary between two divisions (eg 10km/h) will be included in the lower range (eg 1-10 km/h). Only quality controlled data have been used.

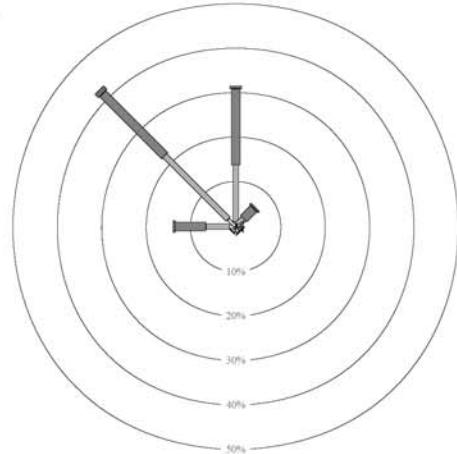


Copyright © Commonwealth of Australia 2004
Prepared by the National Climate Centre of the Bureau of Meteorology.
Contact us by phone on (03) 9669 4082, by fax on (03) 9669 4515, or by
email at webclim@bom.gov.au. We have taken all due care but cannot
provide any warranty nor accept any liability for this information.

[Page 1]
WIND FREQUENCY ANALYSIS (in km/h)
DARWIN AIRPORT STATION NUMBER 014015
Latitude: -12.42 ° Longitude: 130.89 °



Calm 0%



Wind directions are divided into eight compass directions. Calm has no direction.
An asterisk (*) indicates that calm is less than 1%.
An observed wind speed which falls precisely on the boundary between two divisions (eg 10km/h) will be included in the lower range (eg 1-10 km/h). Only quality controlled data have been used.



Copyright © Commonwealth of Australia 2004
Prepared by the National Climate Centre of the Bureau of Meteorology.
Contact us by phone on (03) 9669 4082, by fax on (03) 9669 4515, or by
email at webclim@bom.gov.au. We have taken all due care but cannot
provide any warranty nor accept any liability for this information.

[Page 1]

Figure 48: Roses des vents pour septembre et octobre, Darwin, selon [17].

[Page 1]

11.4 Données supplémentaires relatives au scénario 1

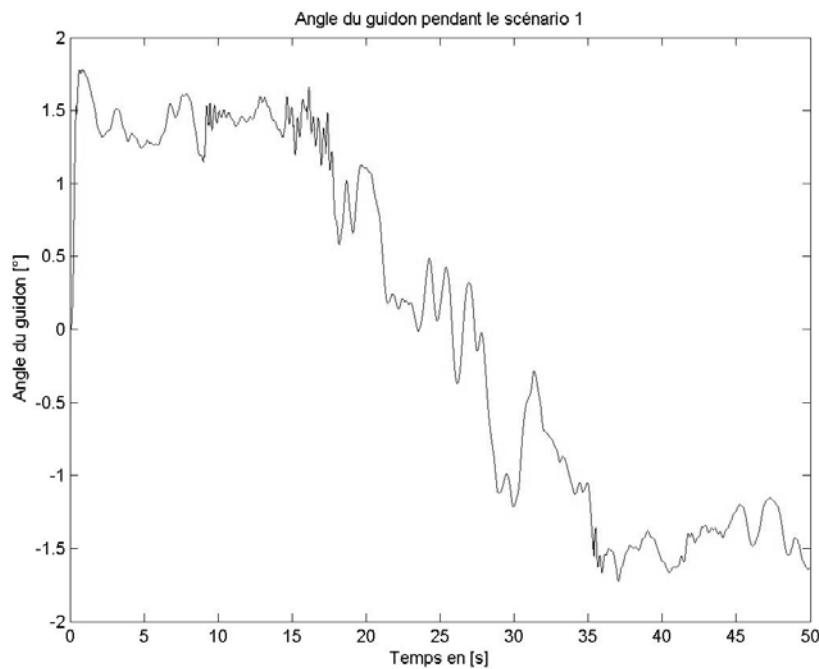


Figure 49: Angle du guidon pendant le scénario 1.

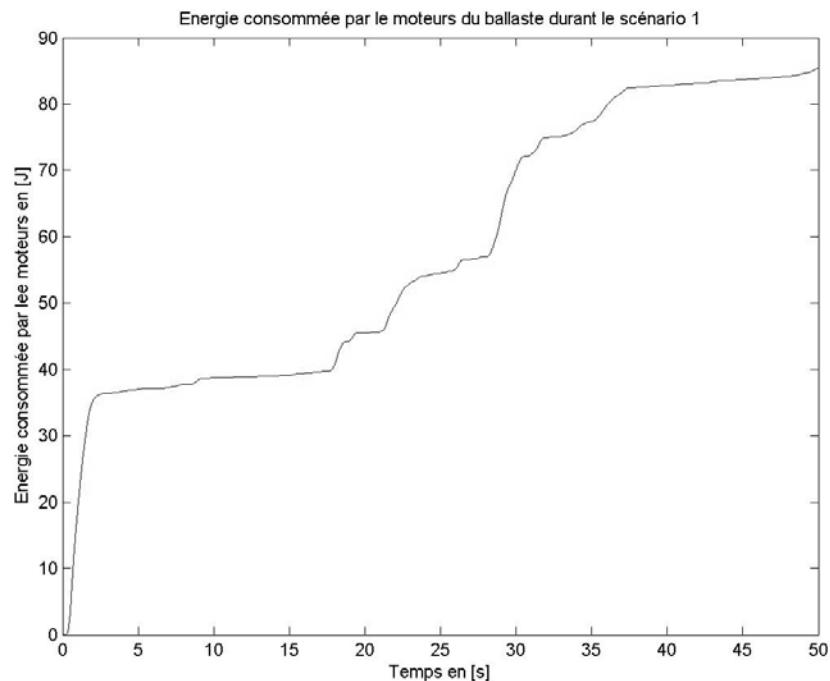


Figure 50: Energie consommée par le moteur du ballaste pendant le scénario 1.

11.5 Paramètres du véhicule

Copie du fichier « Bicycle.m »

```
%-----%
% Title      Bicycle
%
% Autor      Davis Dadié
% Date       16/11/05
% End
%-----%
%
% create the global structure Bicycle
global Bicycle;
global speed;

load Top_lateral;
load Coquepite_lat;

%environnemental parameters
Bicycle.Environnement.g=9.81;

%actuators
%flaps
Bicycle.Actuators.Flaps.Omega=100;
Bicycle.Actuators.Flaps._active=0.6;

%Balast
Bicycle.Actuators.Ballast.M=35;
Bicycle.Actuators.Ballast.I=[0,0,0,0,0,0,0,0];
Bicycle.Actuators.Ballast.Omega=100;
Bicycle.Actuators.Ballast.zeta=2;

Bicycle.Actuators.Ballast.R=0.381;      %voir chez maxon
Bicycle.Actuators.Ballast.ku=0.0501;
Bicycle.Actuators.Ballast.M_max=1.97;
Bicycle.Actuators.Ballast.U_max=25;
Bicycle.Actuators.Ballast.r=410;
Bicycle.Actuators.Ballast.rend_reduc_b=0.75;
Bicycle.Actuators.Ballast.Inertie_mot_b=0.0001290;
Bicycle.Actuators.Ballast.mu_visc_mot_b=0;
Bicycle.Actuators.Ballast.Kp=205;
Bicycle.Actuators.Ballast.Td=(Bicycle.Actuators.Ballast.Inertie_mot_b+Bicycle.Actuators.Ballast.M/Bicycle.Actuators.Ballast.r^2)*Bicycle.Actuators.Ballast.R/Bicycle.Actuators.Ballast.ku^2;

Bicycle.Actuators.Ballast.hb=-0.55;
Bicycle.Actuators.Ballast.posx=0.5;
Bicycle.Actuators.Ballast.posy=0;

Bicycle.Actuators.Ballast.Cg=[Bicycle.Actuators.Ballast.posx,Bicycle.Actuators.Ballast.posy,Bicycle.Actuators.Ballast.hb];

%Pilote
Bicycle.Actuators.Pilote.Omega=100;
Bicycle.Actuators.Pilote.Kp=0;
Bicycle.Actuators.Pilote.Kd=0;

%Pilote auto, actu
Bicycle.Actuators.Pilote_auto.Omega=pi*2*100;

Bicycle.Actuators.Steer_Motor.M=8.2;
Bicycle.Actuators.Steer_Motor.I=0.190;
Bicycle.Actuators.Steer_Motor.R=1;
Bicycle.Actuators.Steer_Motor.L=1.6e-3;
Bicycle.Actuators.Steer_Motor.ku=3.73;
Bicycle.Actuators.Steer_Motor.Mf=0.163;

Bicycle.Actuators.Steer_Motor.control.tau_m=0.3e-3;
Bicycle.Actuators.Steer_Motor.control.Kp=Bicycle.Actuators.Steer_Motor.L/Bicycle.Actuators.Steer_Motor.control.tau_m;
Bicycle.Actuators.Steer_Motor.control.Ti=Bicycle.Actuators.Steer_Motor.L/Bicycle.Actuators.Steer_Motor.R;
Bicycle.Actuators.Steer_Motor.control.Td=0;

% Mecanical parameters
% General parameters
Bicycle.MecaParam.WheelBase=2;
Bicycle.MecaParam.Trail=0.08;
Bicycle.MecaParam.HeadAngle=pi/3;
Bicycle.MecaParam.lambda=pi/2-Bicycle.MecaParam.HeadAngle;
lambda=Bicycle.MecaParam.lambda;

% Top Param
Bicycle.MecaParam.Top.M=0;
Bicycle.MecaParam.Top.I=[0,0,0,0,0,0,0,0];
Bicycle.MecaParam.Top.L=5;
Bicycle.MecaParam.Top.l=1.8;
Bicycle.MecaParam.Top.e=0.05;

%
% Rear Wheel parameters
Bicycle.MecaParam.RearWheel.R=0.25;
Bicycle.MecaParam.RearWheel.M=30;
Bicycle.MecaParam.RearWheel.I=[1,0,0,2,0,0,0,1];
Bicycle.MecaParam.RearWheel.Cg=[0,0,-Bicycle.MecaParam.RearWheel.R];
Bicycle.MecaParam.RearWheel.PRearPart=[0,0,0];

%
% Rear Wheel tire
Bicycle.MecaParam.RearTire.r_trcad=0.025;  %rayon of the tire (radial cut)
Bicycle.MecaParam.RearTire.stiffness=100000;
Bicycle.MecaParam.RearTire.Fz0=1600;
Bicycle.MecaParam.RearTire.rolling_resistance=0.006;
Bicycle.MecaParam.RearTire.rBx1=13.476;
Bicycle.MecaParam.RearTire.rBx2=11.354;
Bicycle.MecaParam.RearTire.rCx1=1.1231;
Bicycle.MecaParam.RearTire.rBy1=7.7856;
Bicycle.MecaParam.RearTire.rBy2=8.1697;
Bicycle.MecaParam.RearTire.rBy3=0.05914;
Bicycle.MecaParam.RearTire.rCy1=1.0533;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pCx1=1.6064;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pDx1=1.3548;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pDx2=-0.060295;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pEx1=0.0263;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pEx2=-0.27056;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pEx3=-0.076882;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pEx4=1.1268;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pKx1=25.939;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pKx2=4.2327;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pKx3=0.33686;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pCy1=0.9;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pDy1=1.3;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pDy2=0;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pDy3=0;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pEy1=-2.2227;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pEy2=-1.669;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pEy4=4.288;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pKy1=15.791;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pKy2=1.6935;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pKy3=1.4604;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pKy4=0.669;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pKy5=0.18708;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pCy2=0.61397;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pKy6=0.45512;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pKy7=0.013293;
Bicycle.MecaParam.RearTire.pEy5=-19.99;
Bicycle.MecaParam.RearTire.qHz3=-0.028448;
Bicycle.MecaParam.RearTire.qHz4=-0.0098618;
Bicycle.MecaParam.RearTire.qBz1=10.041;
Bicycle.MecaParam.RearTire.qBz2=1.6065e-8;
Bicycle.MecaParam.RearTire.qBz5=-0.76784;
Bicycle.MecaParam.RearTire.qBz6=0.73422;
Bicycle.MecaParam.RearTire.qCz1=1.3153;
Bicycle.MecaParam.RearTire.qDz1=0.26331;
Bicycle.MecaParam.RearTire.qDz2=0.030987;
Bicycle.MecaParam.RearTire.qDz3=0.62013;
Bicycle.MecaParam.RearTire.qDz4=0.98524;
Bicycle.MecaParam.RearTire.qEz1=-0.19924;
Bicycle.MecaParam.RearTire.qEz2=-0.017638;
Bicycle.MecaParam.RearTire.qEz3=0;
Bicycle.MecaParam.RearTire.qEz5=3.6511;
Bicycle.MecaParam.RearTire.qBz9=16.39;
Bicycle.MecaParam.RearTire.qBz10=-0.35549;
Bicycle.MecaParam.RearTire.qDz8=0.50453;
Bicycle.MecaParam.RearTire.qDz9=0.36312;
Bicycle.MecaParam.RearTire.qDz10=-0.19168;
Bicycle.MecaParam.RearTire.qDz11=-0.40709;
Bicycle.MecaParam.RearWheel.r_ccrad=Bicycle.MecaParam.RearWheel.R;
Bicycle.MecaParam.RearTire.r_trcad;  %rayon of wheel without tire
%
% Front Frame up parameters
Bicycle.MecaParam.FrontFrameUp.Cg=[1.8,0,-0.4];
Bicycle.MecaParam.FrontFrameUp.M=4;
Bicycle.MecaParam.FrontFrameUp.I=[0.0546,0,-0.0162,0,0.06,0,-0.0162,0,0.0114];
Bicycle.MecaParam.FrontFrameUp.Kp_twst = 34100.0;
```

```

Bicycle.MecaParam.FrontFrameUp.Cp_twst = 99.7;
Bicycle.MecaParam.FrontFrameUp.Kp_str = 0.0;
Bicycle.MecaParam.FrontFrameUp.Cp_str = 10;%7.4;

% Front Wheel parameters
Bicycle.MecaParam.FrontWheel.R=0.3;
Bicycle.MecaParam.FrontWheel.M=2;
Bicycle.MecaParam.FrontWheel.I=[0.14,0,0;0,0.028,0;0,0,0.014];
Bicycle.MecaParam.FrontWheel.Cg=[Bicycle.MecaParam.WheelBase,0,
Bicycle.MecaParam.FrontWheel.R];
Bicycle.MecaParam.FrontFrame.PFrontWheelAxis=[Bicycle.MecaParam.WheelBase,
0,-Bicycle.MecaParam.FrontWheel.R]-Bicycle.MecaParam.FrontFrameUp.Cg;
Bicycle.MecaParam.FrontWheel.PFrontFrame=[0,0,0];
Bicycle.MecaParam.WheelBase-1.2*Bicycle.MecaParam.FrontWheel.R
Bicycle.MecaParam.PStearAxis=[xs,0,-(Bicycle.MecaParam.WheelBase-
xs+Bicycle.MecaParam.Trail)/tan(lambda)];
Bicycle.MecaParam.RearBody.Cg=[1,0,-0.4];
Bicycle.MecaParam.RearBody.M=220;
Bicycle.MecaParam.RearBody.I=[15,0,5,0,22,0;5,0,6];
Bicycle.MecaParam.RearBody.PRearWheelAxis=Bicycle.MecaParam.RearBody.Cg;
Bicycle.MecaParam.RearWheel.Cg;
Bicycle.MecaParam.RearBody.VectSteerAxis=[-sin(lambda),0,-cos(lambda)];
Bicycle.MecaParam.Coquepite.L=Bicycle.MecaParam.WheelBase+1.2*(Bicycle.MecaParam.RearWheel.R+Bicycle.MecaParam.FrontWheel.R);
Bicycle.MecaParam.Coquepite.h=Bicycle.Actuators.Ballast.hb-
Bicycle.MecaParam.Top.e/2-0.13;
%Bicycle.MecaParam.FrontFrame.PStearAxis=[xs,0,-
(Bicycle.MecaParam.WheelBase-xs+Bicycle.MecaParam.Trail)/tan(lambda)]-
Bicycle.MecaParam.FrontFrameUp.Cg;
% Front Frame down parameters
Bicycle.MecaParam.FrontFrameDown.Cg=(Bicycle.MecaParam.FrontFrameUp.Cg+Bicycle.MecaParam.FrontWheel.Cg)/2;
Bicycle.MecaParam.FrontFrameDown.M=0;
Bicycle.MecaParam.FrontFrameDown.I=[0,0,0,0,0,0,0,0];
% rear suspension
Bicycle.MecaParam.RearSuspension.SwingingArmRearBodyContact=[Bicycle.MecaParam.WheelBase/3,0,Bicycle.MecaParam.Top.h/3];
Bicycle.MecaParam.RearSuspension.RearBodyContact=[Bicycle.MecaParam.WheelBase/3,0,Bicycle.MecaParam.Top.h];
Bicycle.MecaParam.RearSuspension.WheelContact=Bicycle.MecaParam.RearWheel.Cg;
Bicycle.MecaParam.RearSuspension.SwingingArmCg=(Bicycle.MecaParam.RearSuspension.SwingingArmRearBodyContact+Bicycle.MecaParam.RearWheel.Cg)/2;
Bicycle.MecaParam.RearSuspension.Ksr = 25700.0;
Bicycle.MecaParam.RearSuspension.Csr = 1100.0;
Bicycle.MecaParam.M=Bicycle.MecaParam.FrontFrameDown.M+Bicycle.MecaParam.FrontFrameUp.M+Bicycle.MecaParam.FrontWheel.M+Bicycle.MecaParam.RearBody.M+Bicycle.Actuators.Ballast.M+Bicycle.MecaParam.RearWheel.M;
Bicycle.MecaParam.Cg=(Bicycle.MecaParam.FrontFrameDown.M.*Bicycle.MecaParam.FrontFrameDown.Cg+...
Bicycle.MecaParam.FrontFrameUp.M.*Bicycle.MecaParam.FrontFrameUp.Cg+...
Bicycle.MecaParam.FrontWheel.M.*Bicycle.MecaParam.FrontWheel.Cg+...
Bicycle.MecaParam.RearBody.M.*Bicycle.MecaParam.RearBody.Cg+...
Bicycle.MecaParam.RearWheel.M.*Bicycle.MecaParam.RearWheel.Cg+...
Bicycle.Actuators.Ballast.M.*[Bicycle.Actuators.Ballast.posx,0,Bicycle.Actuators.Ballast.hb])/Bicycle.MecaParam.M;
M=Bicycle.MecaParam.M
l=Bicycle.MecaParam.RearSuspension.WheelContact-
Bicycle.MecaParam.RearSuspension.RearBodyContact;
x=[3];
L=norm(l);
CG=Bicycle.MecaParam.Cg
F=(Bicycle.MecaParam.WheelBase-Bicycle.MecaParam.Cg(1))/...
Bicycle.MecaParam.WheelBase*Bicycle.Environment.g*Bicycle.MecaParam.M
Bicycle.MecaParam.RearSuspension.F0=F*L/x;
Bicycle.MecaParam.RearSuspension.F0=770;
% front suspension
Bicycle.MecaParam.FrontSuspension.Pos=(Bicycle.MecaParam.FrontFrameDown.Cg+Bicycle.MecaParam.FrontFrameUp.Cg)/2;
Ff=Bicycle.Environment.g*Bicycle.MecaParam.M-F
Bicycle.MecaParam.FrontSuspension.F0=(Bicycle.Environment.g*Bicycle.MecaParam.M-F)/cos(lambda);
Bicycle.MecaParam.FrontSuspension.F0=1340
Bicycle.MecaParam.FrontSuspension.Ksf = 9000.0;
Bicycle.MecaParam.FrontSuspension.Csf = 550.0;
% Front Wheel tire
Bicycle.MecaParam.FrontTire.r_tcrad=0.025; %rayon of the tire (radial cut)
Bicycle.MecaParam.FrontTire.stiffness=100000;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.Fz0=1100;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.rolling_resistance=0.006;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.rBx1=13.476;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.rBx2=11.354;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.rCx1=1.1231;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.rBy1=7.7856;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.rBy2=-8.1697;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.rBy3=-0.05914;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.rCy1=1.0533;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pCx1=1.6064;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pDx1=1.3806;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pDx2=-0.041429;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pEx1=0.0263;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pEx2=0.27056;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pEx3=-0.076882;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pEx4=1.1268;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pKx1=25.939;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pKx2=-4.2327;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pKx3=0.33686;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pCy1=0.83266;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pDy1=1.3;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pDy2=0;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pDy3=0;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pEy1=-1.2556;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pEy2=-3.2868;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pEy4=-3.9975;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pKy1=22.841;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pKy2=2.1578;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pKy3=2.5058;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pKy4=-0.08088;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pKy5=-0.22882;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pCy2=0.86765;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pKy6=0.69677;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pKy7=-0.03077;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.pEy5=-15.815;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.qHz3=-0.0037886;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.qHz4=-0.01557;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.qBz1=10.486;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.qBz2=-0.0011536;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.qBz5=0.68973;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.qBz6=1.0411;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.qCz1=1.0917;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.qDz1=0.19796;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.qDz2=0.065629;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.qDz3=0.2199;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.qDz4=0.21866;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.qEz1=-0.91586;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.qEz2=0.11625;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.qEz3=-0.0024085;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.qEz5=1.4387;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.qBz9=27.445;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.qBz10=-1.0792;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.qDz8=0.3682;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.qDz9=0.1218;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.qDz10=0.25439;
Bicycle.MecaParam.FrontTire.qDz11=-0.17873;
Bicycle.MecaParam.FrontWheel.r_ccrad=Bicycle.MecaParam.FrontWheel.R-
Bicycle.MecaParam.FrontTire.r_tcrad; %rayon of wheel without tire
%aero param
Bicycle.Aero.S_Frontal=0.6;
Bicycle.Aero.CenterOfPressure=[2,0,-0.5];
Bicycle.MecaParam.Coquepite.L=Bicycle.MecaParam.WheelBase+1.2*(Bicycle.MecaParam.RearWheel.R+Bicycle.MecaParam.FrontWheel.R);
Bicycle.MecaParam.Coquepite.h=Bicycle.Actuators.Ballast.hb-
Bicycle.MecaParam.Top.e/2-0.08;
Bicycle.Aero.CenterOfPressure=[Bicycle.MecaParam.WheelBase/2,0,Bicycle.Actuators.Ballast.hb+Bicycle.MecaParam.Coquepite.h/3];
Bicycle.Aero.Coquepite.haero=Bicycle.MecaParam.Coquepite.h;
Bicycle.Aero.Coquepite.L=Bicycle.MecaParam.Coquepite.L;
Bicycle.Aero.Coquepite.center_posx=(Bicycle.Aero.Coquepite.L-Bicycle.MecaParam.RearWheel.R)/2;
Bicycle.Aero.Top.Center_pressure_lat=[Bicycle.MecaParam.Top.Center_posx,0,Bicycle.MecaParam.Top.h];
Bicycle.Aero.Top.Center_pressure_lat=Bicycle.Aero.Top.Center_pressure_lat-
Bicycle.MecaParam.RearBody.Cg;
Bicycle.Aero.Top.Center_pressure_x=Bicycle.MecaParam.Top.Center_posx+Bicycle.MecaParam.Top.L/4;

```

Bicycle.Aero.Top.R_Center_pressure=[Bicycle.Aero.Top.Center_pressure_x,0,Bicycle.MecaParam.Top.h]-Bicycle.MecaParam.RearBody.Cg;

Bicycle.Aero.Coquepite.center_pressure=[(3/4*Bicycle.Aero.Coquepite.L-Bicycle.MecaParam.RearWheel.R),0,Bicycle.Actuators.Ballast.hb+Bicycle.MecaParam.Top.e/2+Bicycle.MecaParam.Coquepite.h/2];
Bicycle.Aero.Coquepite.R_centre_pressure=Bicycle.Aero.Coquepite.center_pressure-Bicycle.MecaParam.RearBody.Cg;

Bicycle.Aero.Cm05_Coquepite_alpha=[Coquepite_lat.alpha/180*pi,-Bicycle.Aero.Coquepite.haero*(Coquepite_lat.Cd.*sin(Coquepite_lat.alpha/180*pi)+Coquepite_lat.C1.*cos(Coquepite_lat.alpha/180*pi))];
Bicycle.Aero.Cm05_Top_Roll=[Top_lateral.roll/180*pi,(Bicycle.MecaParam.Top.h.*cos(Top_lateral.roll/180*pi)+Bicycle.MecaParam.Top.l.*sin(Top_lateral.roll/180*pi)).*Top_lateral.Cd-Top_lateral.Cm025];
Bicycle.Aero.CDA = 0.1;
Bicycle.Aero.CLA = 0;

Bicycle.Aero.S_Cx_rho_2=1/2*Bicycle.Aero.CDA*1.2*Bicycle.Aero.S_Frontal;

Init_aero_look_up_tables

Bicycle.State.ForwardSpeed=speed;
Init_aero_look_up_tables