

Adaptation d'un véhicule au revêtement de la piste

Théo ZIMMERMANN, 2010-2011

Introduction

J'ai travaillé en relation avec l'équipe de Marc Denante, ingénieur chez Eurocopter, qui participe au Marathon Shell, course de véhicules à faible consommation (10g de carburant pour 25 km à une vitesse moyenne de 30 km/h). Cette équipe s'est classée 6^{ème} à l'édition 2011 dans la catégorie « Moteur à combustion interne » (sur 65 participants classés).

Leur véhicule, d'une masse de 35,5 kg, comporte 3 roues. Il est équipé d'un moteur quatre temps. Les deux roues avant sont directrices, la roue arrière est motrice. La coque est en deux parties pour permettre l'installation du pilote.

Je me suis focalisé sur les questions de résistance au roulement à partir de mesures effectuées avec le véhicule de l'équipe sur le circuit de Fontange (Bouches-du-Rhône) où la présence de deux types de revêtement entraîne des performances différentes.

J'ai souhaité mesurer concrètement cette différence. Pour cela, dans un premier temps, j'ai construit un modèle théorique du véhicule et envisagé un protocole d'expérimentation. Il a fallu procéder à des essais, puis au traitement des données recueillies. J'ai ensuite approfondi l'aspect théorique en m'intéressant à l'origine et à la modélisation de la résistance au roulement ainsi qu'aux paramètres dont elle dépend. Enfin je suis revenu à l'expérience pour vérifier l'impact de la pression du pneumatique.



Le véhicule sur le circuit de Fontange

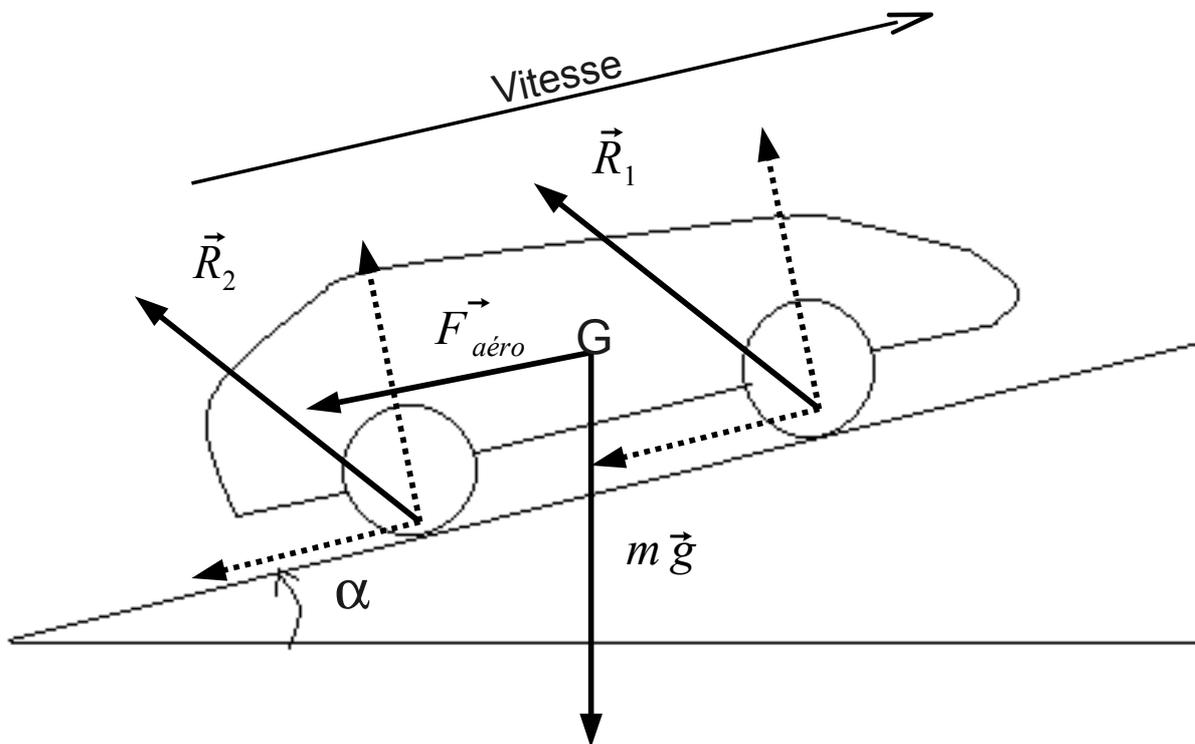
Modèle théorique du véhicule

Le pilote enchaîne phases motrices et de roue libre pour rester dans un intervalle de vitesses donné.

J'ai élaboré un modèle théorique simple du véhicule en roue libre comme point matériel soumis à plusieurs forces : poids, réaction, résistance aérodynamique et résistance au roulement que les ingénieurs expriment sous la forme $C_r m g$ où le coefficient C_r dépend de la roue et de la chaussée. Dans un premier temps, on comprend cette expression par analogie avec les lois de Coulomb relatives au glissement.

$$m a = -m g \sin \alpha - \frac{1}{2} \rho S C_x v^2 - C_r m g$$

où m est la masse totale du véhicule et du pilote, a est l'accélération, α est la pente de la chaussée, v est la vitesse du vent apparent (vitesse du véhicule moins projection de la vitesse du vent sur la direction du véhicule sous l'hypothèse que celle-ci soit inférieure à la vitesse du véhicule).



Expérimentation

Objectif

Le but de mon expérience est d'estimer la valeur du coefficient C_r séparément sur les deux types de revêtement afin de les comparer.

Protocole

Je souhaite mesurer l'ensemble des paramètres intervenant dans le modèle et recueillir des données

cinématiques du véhicule dans des conditions d'application qui satisfont au modèle, c'est-à-dire en évitant les phases motrices et de virage. Pour cela, le véhicule devra effectuer plusieurs tours sur le circuit en embarquant un dispositif de capture de données. Je pourrai ensuite traiter les informations obtenues par ordinateur.

Mise en œuvre

Lors des essais (séries de 3 ou 4 tours), on a mesuré le poids du véhicule et du pilote, la pression atmosphérique, le vent, la température. Les coefficients aérodynamiques proviennent d'essais préalables en soufflerie.

Par un dispositif GPS, on recueille latitude et longitude tous les 0,2 s et on calcule vitesse et accélération du véhicule en se ramenant à des pas d'une seconde.

A l'aide d'un GPS de géomètre, on relève les altitudes tous les 100 m le long du circuit.

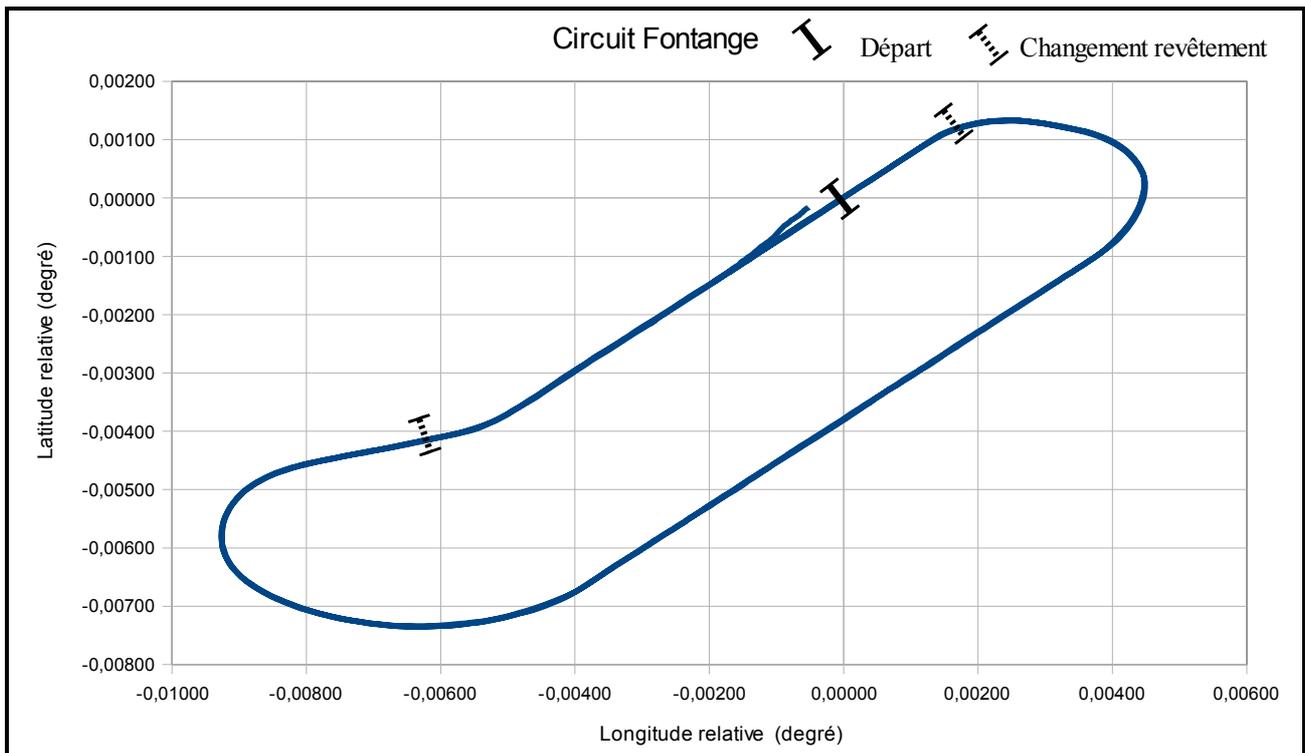


Le dispositif GPS de recueil de données

Traitement des données

J'ai nettoyé et traité les données sur tableur.

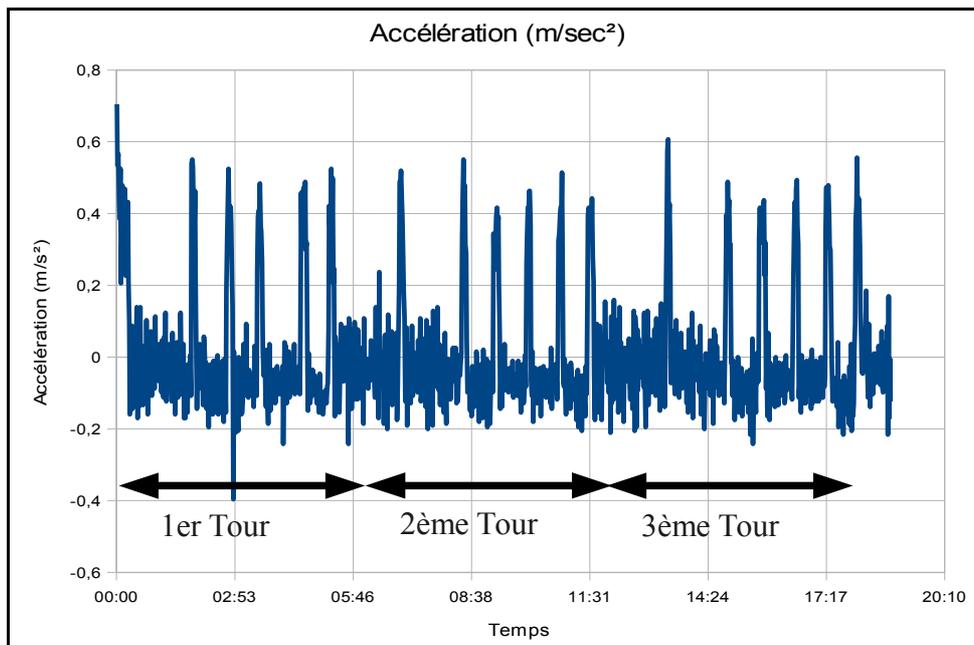
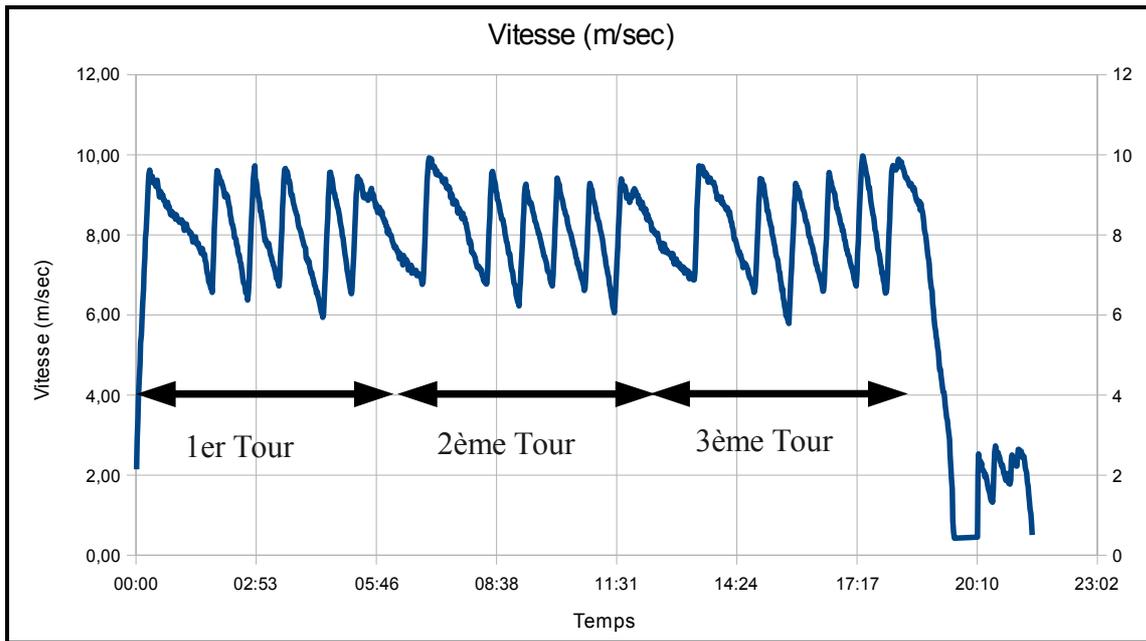
On peut représenter le circuit selon un diagramme latitude-longitude relatives. Sur ce diagramme, le point de départ du circuit est situé aux coordonnées (0,0) et on indique les points de changement de revêtement que l'on a relevés sur le circuit lui-même. On repère également les coordonnées relatives aux deux extrémités des deux lignes droites du parcours, la première en descente et avec un premier type de revêtement et la seconde en montée avec un revêtement différent.



	Latitude (°)	Longitude (°)
Changement de revêtement :		
	-0,0041	-0,0061
	0,0012	0,0017
Ligne droite:		
	Descente	
de	0,0010	0,0013
à	-0,0037	-0,0050
	Montée	
de	-0,0068	-0,0040
à	-0,0008	0,0040

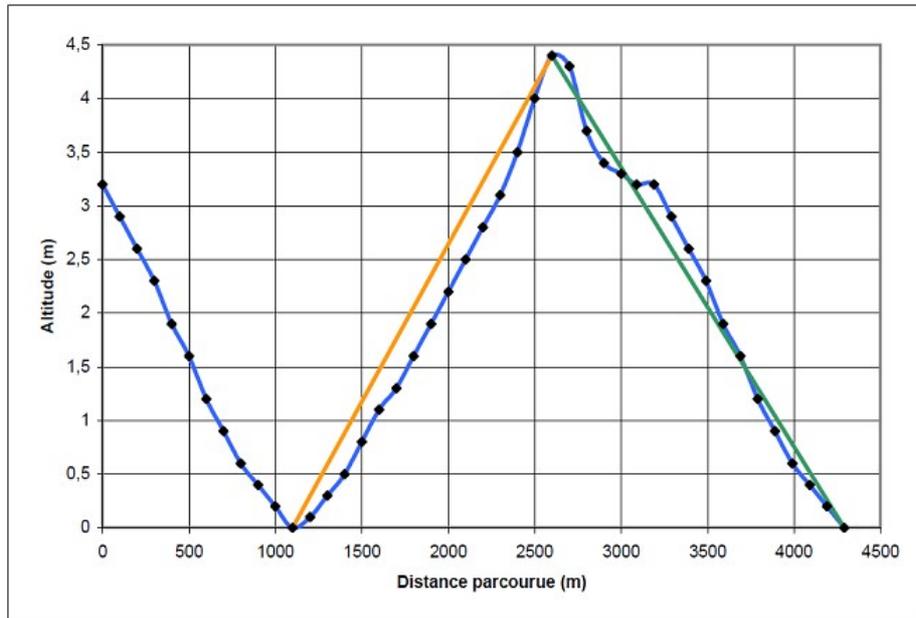
La méthode consiste à effectuer les calculs uniquement dans ces lignes droites, pour éviter les effets de dérive latérale du pneumatique.

On représente le diagramme de la vitesse et celui de l'accélération en fonction du temps de parcours .



On repère dans le tableau les séquences correspondant à des périodes de roue libre (décélération) en ligne droite, de durée et localisation variables selon le tour considéré. On remarque que les périodes de roue libre ne sont pas de pures décélérations en raison sans doute des irrégularités de la chaussée.

A partir des relevés topographiques effectués sur le circuit, j'ai créé une feuille de calcul qui donne le sinus de la pente en fonction de la distance au point de départ. Par convention et conformément à l'équation du véhicule, on donne une valeur négative à la pente en descente et une valeur positive en montée.

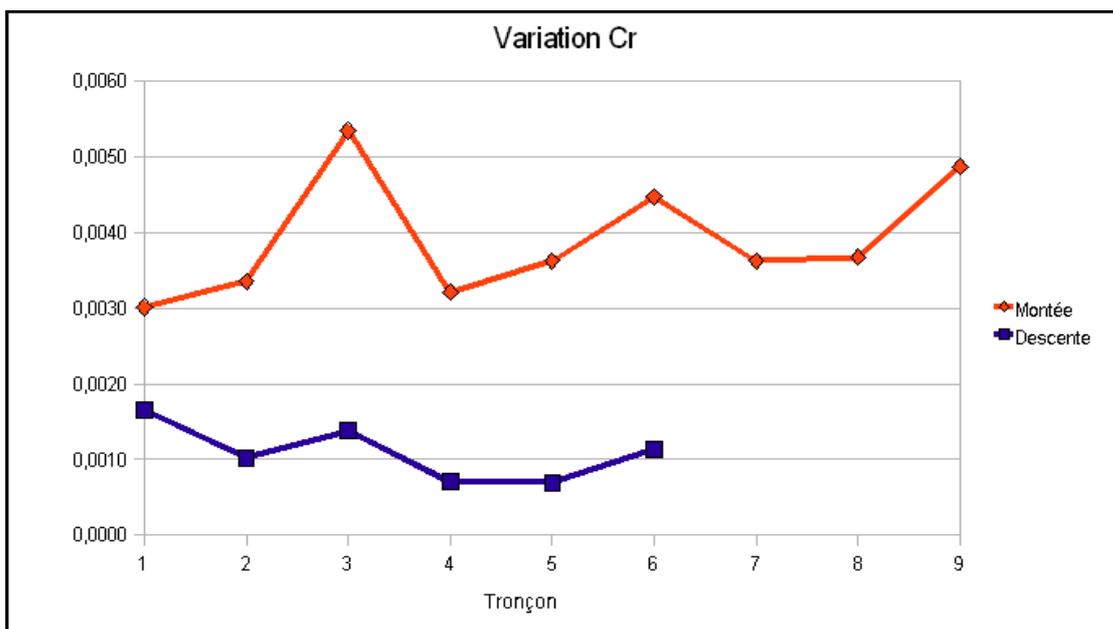


J'ai introduit alors la valeur locale du sinus de la pente à chaque pas de temps des tronçons étudiés.

A ce stade, C_r est le seul paramètre inconnu et on peut donc l'obtenir à partir des données cinématiques et des autres paramètres. Les données cinématiques peuvent être considérées comme instantanées, donc on peut aussi calculer un C_r instantané mais on préférera une valeur moyenne, calculée à partir des moyennes de $\sin \alpha$, v^2 et de l'accélération a d'après la formule :

$$\langle C_r \rangle = -\langle \sin \alpha \rangle - \frac{\rho S C_x \langle v^2 \rangle}{2 m g} - \frac{\langle a \rangle}{g}$$

J'ai étudié les variations de la valeur de C_r par tronçon. J'ai constaté en particulier une nette différence (0,0038 contre 0,0009) selon le revêtement.

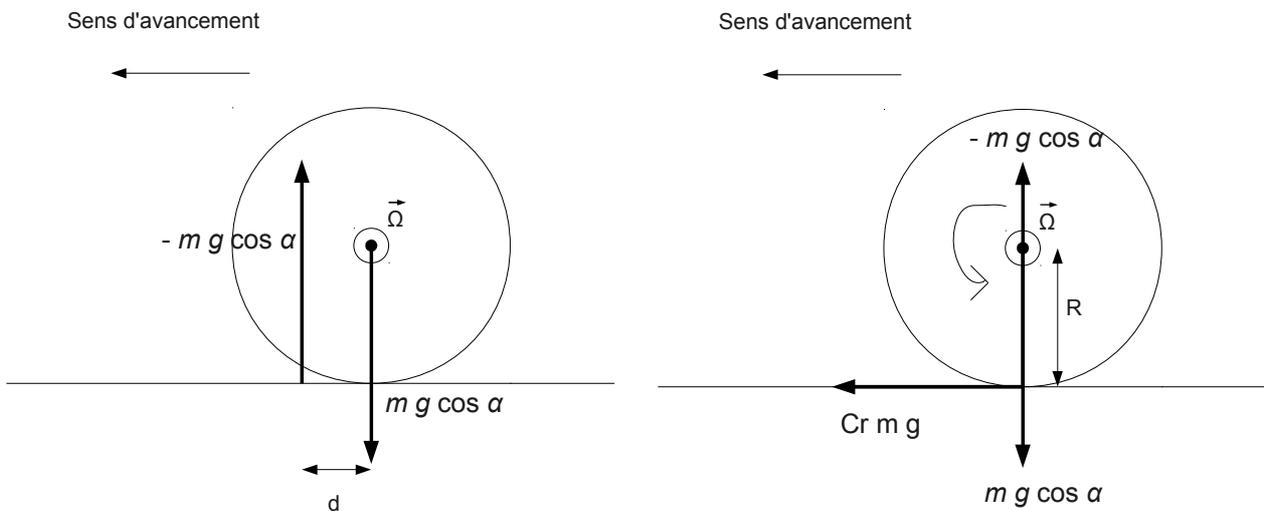


Éléments d'interprétation théorique

Interprétation du coefficient de résistance au roulement

Dans un modèle de contact ponctuel, la réaction est perpendiculaire au sol et passe par l'axe de la roue. Il n'y a pas de résistance à l'avancement.

Pour rendre compte de cette résistance, les ingénieurs considèrent que le point de contact est décalé d'une petite distance d vers l'avant du véhicule par rapport à la verticale de l'axe du pneu. Si on considère que la réaction est verticale en ce point et que la charge est appliquée au centre de la roue, il en résulte un couple résistant. En comparant avec le modèle précédent et en identifiant ce couple avec le moment de la force résistante tangentielle $T = C_r m g$, on en déduit la relation $C_r = d \cos \alpha / R$ où R est le rayon de la roue. C'est souvent cette distance caractéristique d qui est appelée « coefficient de résistance au roulement ».



Dans mon expérience, j'avais obtenu sur l'un des revêtements $C_r = 0,0038$. Comme la force résistante se répartit sur chacune des trois roues d'une manière qu'on supposera égale, on obtient $d = 0,0038 \cdot 0,238 / 3$ ($\cos \alpha \approx 1$ car la pente est très faible). Soit $d = 0,30$ mm.

Cette valeur est cohérente avec celles proposées couramment pour les pneus Michelin du Marathon Shell. En revanche, pour un véhicule de tourisme, la valeur de d est plutôt de l'ordre de quelques millimètres, soit 10 fois plus !

D'une part, cela n'est pas étonnant puisque le véhicule étudié pèse moins d'une centaine de kilogrammes pilote inclus. Deuxièmement, les pneus en question ressemblent davantage à des pneus de vélo qu'à des pneus de voiture. Troisièmement, ils sont le fruit d'une recherche avancée, ce qui laisse penser qu'il y a là une piste pour des économies d'énergie importantes dans l'automobile.

Et, en effet, les pertes dues à la résistance au roulement sont estimées à 30 % de la dépense énergétique d'une voiture.

Caractérisation du contact gomme-revêtement

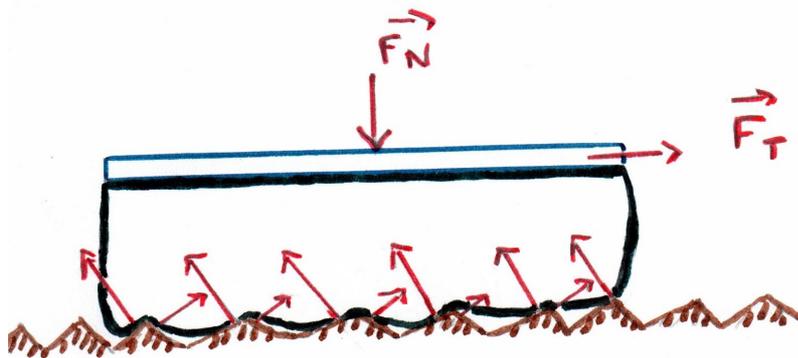
Le nouveau modèle adopté n'est toujours pas satisfaisant. En effet, le contact du pneu avec la route n'est jamais ponctuel et le décalage introduit permet de simplifier la réalité : le contact se fait selon une interface (surface de contact) composée d'une zone de compression et d'adhérence à l'avant et de glissement à l'arrière. Ainsi la résistance à l'avancement est liée à l'adhérence du pneumatique au

sol (résistance au glissement).

On a supposé ici que le revêtement était plus rigide que le pneumatique, ce qui est le cas sur la piste d'expérimentation ainsi que sur le réseau routier.

Le caoutchouc qui compose la bande de roulement est une matière constituée de longues molécules faiblement liées entre elles. Il est très souple à l'état naturel et on lui donne ses propriétés élastiques en créant des liaisons supplémentaires (ponts) par un procédé nommé vulcanisation.

L'adhérence à la route met en jeu deux phénomènes distincts : l'adhésion (forces de Van Der Waals) et l'indentation qui consiste en la déformation de la gomme sur les aspérités de la chaussée (dont la taille varie du micron au millimètre). Ce dernier phénomène est prépondérant. Le caoutchouc se comprime en butant contre les aspérités sans se reformer juste après (hystérésis). La réaction qui en résulte s'oppose au glissement, en dissipant de l'énergie sous forme de chaleur.



Déplacement d'un bloc de gomme

Pour améliorer l'indentation (donc la sécurité), on privilégie des gommages très élastiques mais cet amortissement nuit à l'avancement. Les termes de ce compromis ont été revus à la suite de découvertes datant des années 90 (introduction de silice).

Le revêtement influe sur l'adhérence, notamment parce que l'indentation augmente avec la taille des granulats de la chaussée.

Enfin la pression du pneumatique peut améliorer l'adhérence (meilleure pénétration des irrégularités de la chaussée) ou bien le roulement (réduction de l'aire de contact).

Retour sur l'expérimentation

Afin de vérifier que la pression a une influence sur la résistance au roulement, j'ai participé à une nouvelle séance d'essais. Comme celle-ci était la dernière avant le Marathon 2011, il n'était pas possible de tester une large gamme de valeurs de pression. Nous nous sommes contentés de l'augmenter de 7 à 8 bars sur quatre tours de circuit. Je trouve alors des valeurs significativement plus faibles du C_r .

Variations de C_r avec la pression et le revêtement

Pression du pneu \ Revêtement	Revêtement 1 (descente)	Revêtement 2 (montée)
7 bars	0,0009	0,0038
8 bars	0,0007	0,0025
Variation	-22%	-34%

Ces variations vont dans le sens d'une corrélation négative entre pression du pneu et résistance au roulement. En outre, il semble que cette variation soit proportionnellement plus importante dans les montées que dans les descentes, ce qui incite à penser que la pression joue différemment selon le type de revêtement.

Conclusion et perspectives

Le revêtement et l'état de la chaussée, en modifiant les conditions de l'adhésion et surtout de l'indentation, influent de manière déterminante sur la résistance à l'avancement et donc sur la dissipation d'énergie.



Revêtement 1



Revêtement 2

En s'en tenant au cas d'une chaussée sèche, tels que se sont effectués les essais, il est clair que le pneumatique joue un rôle essentiel dans cette résistance et dans le compromis entre adhérence et avancement. Cela s'explique par la nature du caoutchouc et la structure du pneu, mais aussi par la pression qui conditionne l'aire de contact. Dans mon expérimentation, une augmentation de la pression des pneus a permis de réduire la résistance au roulement. Toutefois, mis à part le risque d'éclatement, c'est dans le cadre du compromis entre adhérence et avancement qu'il conviendrait de déterminer une valeur optimale de la pression.

Enfin dans le modèle simple que j'ai choisi, j'ai considéré comme négligeables les frottements internes au véhicule. C'est la position adoptée le plus souvent par les ingénieurs étant donné notamment la qualité des roulements qui sont utilisés de nos jours. Mais dans un contexte comme celui du Marathon Shell, où la moindre dissipation d'énergie peut avoir un impact sur la performance du véhicule, il pourrait être intéressant d'intégrer ces frottements, à condition de trouver un dispositif opérationnel de mesure ou d'évaluation.

Pour finir, je voudrais dire tout l'intérêt que j'ai eu pour un travail qui a combiné réflexion théorique, expérience de terrain et traitement de données empiriques. J'ai pu constater en particulier combien la production et le traitement des données peuvent être perturbés par de nombreux facteurs d'incertitude et d'erreur. La difficulté réside alors dans une compréhension des données qui reste en cohérence avec la dimension théorique.

Pour obtenir de meilleurs résultats, on pourrait imaginer reprendre ces expériences sur la base d'un protocole plus contraignant pour le pilote qui lui impose des phases de roue libre toujours sur les mêmes portions de piste.

Bibliographie

- Wikibooks « Tribologie »
- « Caractérisation mécanique du contact gomme-revêtement », S. Hamlat, F. Hammoum, P.Y. Hicher - 17ème Congrès Français de Mécanique, Septembre 2005
- « Contact Roue-Sol : Comparaison de modèles d'efforts », J. Stephant, A. Charara, D. Meizel - Journées Automatique et Automobile 2001
- Info Tech n°9 – Décembre 2003, cours de M. Martin
- « Étude de la résistance des revêtements routiers aux sollicitations tangentielles », Thèse de doctorat, S. Hamlat, Mars 2007.
- « Roues et pneus - Adhérence, sécurité », cours de J. Simon, CLESIA, 1991-1992
- « Marathon Shell », notice technique, J. Nicola, miméo 2010

Contact

Marc Denante, ingénieur chez Eurocopter, marc.denante[at]eurocopter.com