

Le pneumatique et la compétition F1

Gérard Fandard

Manufacture Française des Pneumatiques Michelin
Site de Ladoux - Bâtiment F34
23 Place des Carmes Déchaux
63040 Clermont-Ferrand Cedex 9

Résumé

La compétition automobile, et la formule 1 en particulier, fait appel à des conditions de fonctionnements extrêmes pour le pneumatique : fortes variations de vitesses, de charges et de sollicitations longitudinales (motricité, freinage) et transversales (prises de virages). La contribution de l'on attend du pneumatique est très pointue puisque, couramment, on cherche à obtenir des gains de l'ordre du pourcent (voir du ½ pourcent) sur un temps au tour.

En conséquence la recherche et la mise au point de solutions pneumatiques, très souvent spécifiques à un circuit donné, fait appel à une double démarche :

- expérimentale (avec des moyens parfois très sophistiqués)
- et théorique (utilisation d'une chaîne complète de modélisation) qui doit prendre en compte l'ensemble des paramètres qui interviennent dans la performance.

Il nous faut maîtriser, pour ce qui est du fonctionnement du pneumatique seul, les caractéristiques mécaniques des matériaux qui constituent la bande de roulement, mais aussi la constitution de la structure du pneumatique en prenant en compte ce qui fait la spécificité des matériaux caoutchouc à savoir le couplage entre la sollicitation mécanique et la thermique (de volume et de surface) qui en résulte.

La performance obtenue sur véhicule (temps au tour) est ensuite fortement fonction des conditions de sollicitations du pneumatique, au niveau macroscopique (vitesses, charges verticales, accélérations longitudinales et transversales sur chacune des roues, spécifiques de chacun des circuits) et au niveau microscopique dans la mesure où l'adhérence du pneumatique est fonction du matériau constituant la bande de roulement mais aussi des caractéristiques géométriques du revêtement routier.

1. Problématique de la compétition F1

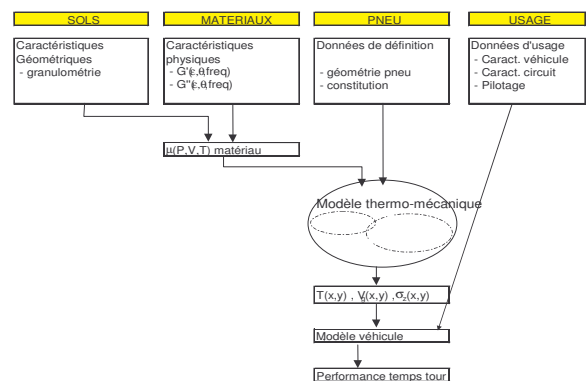
En ce qui concerne la compétition F1 l'objectif à atteindre se résume très simplement. Il s'agit d'effectuer un tour de circuit en un temps le plus court possible et de garantir que cette performance dure pendant toute la durée de l'épreuve.

L'analyse de cette performance permet de constater qu'elle est conditionnée par un grand nombre de paramètres. Dans le diagramme ci-dessous on a davantage mis l'accent sur les paramètres liés au pneumatique.

La démarche qui a été suivie en F1, en ce qui concerne l'étude et la mise au point des pneumatiques, correspond à une double approche : expérimentale et théorique au travers de l'utilisation de modèles.

On peut se représenter l'ensemble comme l'emboîtement successifs de plusieurs représentations ou modèles, un peu à la façon des poupées russes.

Au niveau global on va observer (et tenter de modéliser) un véhicule qui inclut lui-même un (ou plutôt 4) pneumatiques, constitués d'une structure (son architecture) mais aussi de matériaux caoutchouc utilisés pour la bande de roulement, eux-mêmes possédant des caractéristiques volumiques (module et perte d'énergie) et de surface (fonction adhérence) dépendant de différents paramètres, y compris comme nous le verrons pour la fonction frottement, de paramètres liés à la géométrie du sol. La performance du véhicule va donc être fonction de tous ces paramètres intervenants dans les différentes représentations.

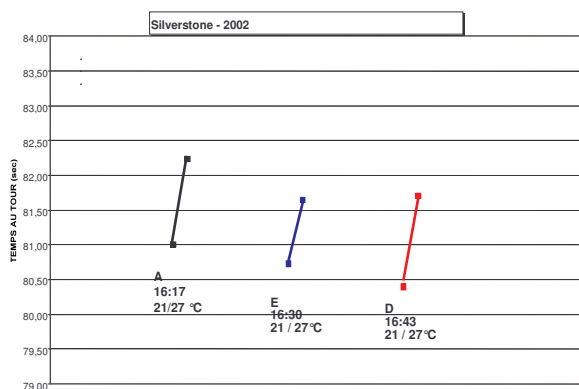


En particulier on comprendra aisément que les circuits utilisés ayant des tracés différents on pourra développer des conditions de vitesses ou d'accélération très différentes d'un circuit à l'autre et qu'en conséquence il faudra chercher quel est le pneumatique, et en particulier le matériau caoutchouc de la bande de roulement, le mieux adapté pour un circuit donné.

Soit, dans la démarche, beaucoup d'essais, sur circuits, mais aussi sur le pneumatique seul, voire sur le matériau seul, donc des mesures plus ou moins locales ainsi que des calculs à partir des différents modèles.

C'est cet ensemble que nous allons essayer de survoler au travers d'un certain nombre d'illustrations.

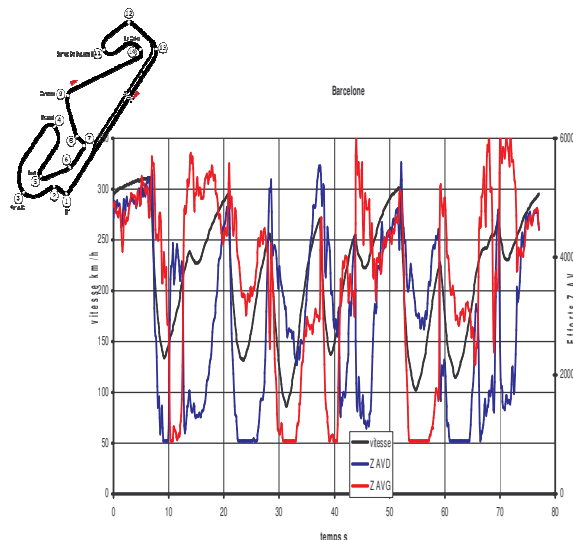
Avant tout il convient de bien percevoir quels peuvent être les gains recherchés en terme de temps sur un tour de circuit. Les résultats ci-dessous illustrent, pour une séance d'essai à Silverstone sur sol sec, les temps au tour obtenus en utilisant des trains de pneumatiques différents (par changement uniquement du mélange de la bande de roulement).



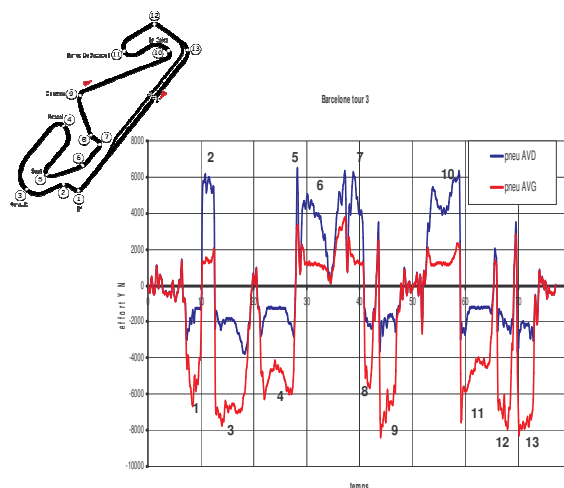
Le gain maxi est de l'ordre de 0.5s, c'est bien l'ordre de grandeur que l'on retrouve de manière courante entre les différents compétiteurs. On constate donc que le choix du pneumatique est de nature à pouvoir faire cette différence. On observera également que la performance évolue d'un tour à l'autre avec cette fois une variation de l'ordre de 1s.

On retiendra donc que sur sol sec on cherche à obtenir ce type de différences, soit des gains inférieurs au pourcent (moins de 1 s sur un temps au tour de l'ordre de 80 à 100s).

Sur un circuit de F1 on observe, tout à la fois, une variation très rapide et de très fortes amplitudes des sollicitations appliquées au pneumatique. Ci-dessous une illustration pour un tour de circuit à Barcelone avec les variations de vitesses et de charges sur les 2 roues du train avant.



Pour le même circuit on peut observer, ci-dessous, la variation des efforts latéraux délivrés par les pneumatiques de l'essieu avant, efforts qui vont permettre de développer les accélérations latérales liées aux différents virages.

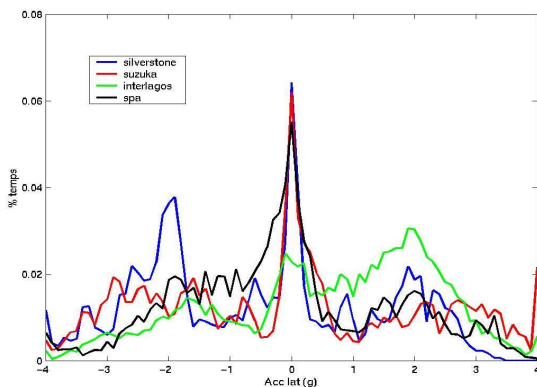


La connaissance de ces conditions de sollicitations est bien évidemment essentielle pour la mise au point des pneumatiques, ce qui nécessite donc des moyens de mesures très sophistiqués, au niveau du véhicule.

Certaines de ces grandeurs sont mesurées directement alors que d'autres sont déduites à partir de la connaissance du véhicule et de sa modélisation.

2. Analyse des circuits

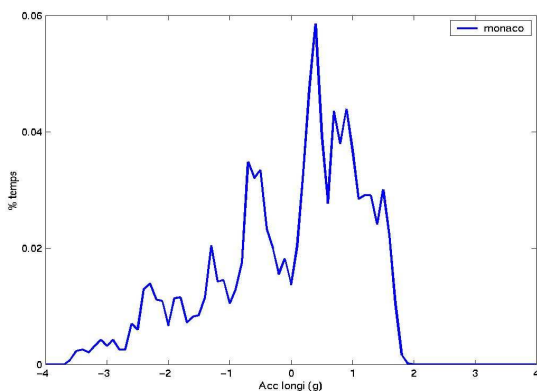
Pour connaître les sollicitations appliquées au pneumatique il est donc nécessaire de bien caractériser chacun des circuits utilisés. Cette caractérisation commence par la connaissance des vitesses et des accélérations latérales et longitudinales fréquentées pour un tour de circuit. A titre d'exemple on peut observer ci-dessous l'histogramme des accélérations latérales pour quelques circuits caractéristiques.



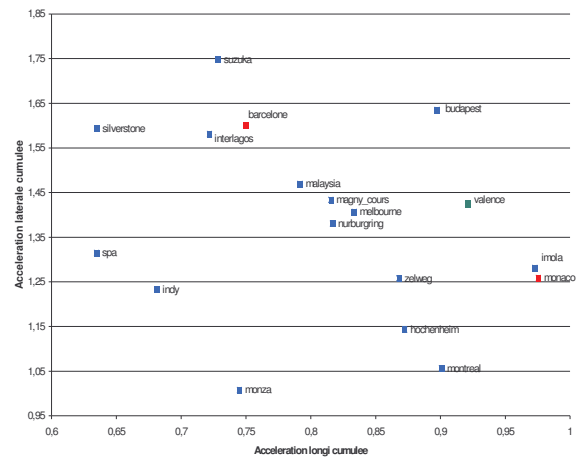
On peut tout d'abord constater que l'on atteint couramment des valeurs de 2g et au-delà, ce qui est rendu possible par l'existence des surcharges aérodynamiques. Les études en soufflerie, pour régler le comportement aérodynamique du véhicule, constituent une partie très importante de la mise au point du véhicule.

On retrouve d'autre part les sens de parcours sur les différents circuits (dissymétrie des accélérations latérales). A Silverstone roulage dans le sens horaire, alors qu'à Interlagos on roule en sens inverse. De même qu'à Suzuka on effectue une sorte de 8, soit pratiquement une symétrie dans les accélérations latérales.

La même analyse est effectuée avec les accélérations longitudinales (motricité et freinage). On constate dans ce cas que les accélérations atteignent des valeurs beaucoup plus élevées lors du freinage que lors du passage de couple moteur (dans ce cas limitation par la puissance du moteur).



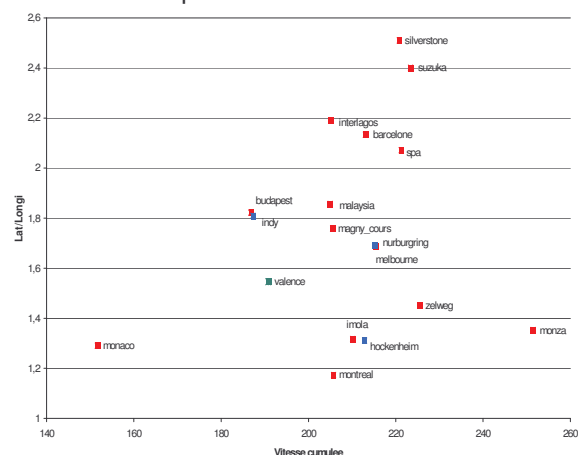
Au final on peut positionner les différents circuits dans un plan constitué par les 2 accélérations moyennes sur un tour de circuit, soit le graphe ci-dessous.



Cette représentation permet de définir le typage du circuit avec, soit davantage de latéral, soit davantage de longitudinal. Par exemple Silverstone et Monaco peuvent être considérés comme des extrêmes en terme de typage.

Ce typage va avoir des conséquences importantes dans le choix du pneumatique. En effet le fonctionnement du pneumatique ne fait pas appel tout à fait aux mêmes mécanismes suivant qu'on le sollicite en longitudinal ou en latéral.

On peut également faire le rapport entre ces 2 accélérations et coupler ce rapport avec la vitesse moyenne sur un tour de circuit, ce qui donne naissance à la représentation ci-dessous.



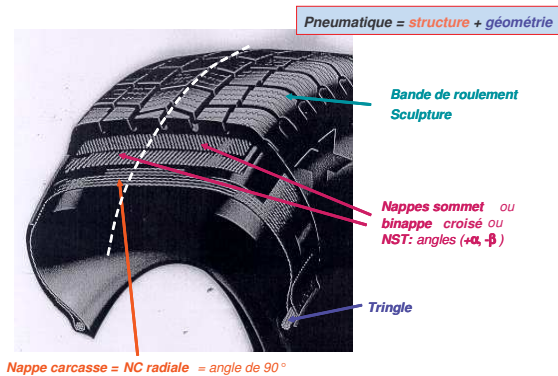
Cette connaissance des typages des circuits est la première étape, essentielle, pour adapter une solution pneumatique à un circuit donné. Aux grandeurs déjà évoquées on peut également ajouter des grandeurs telles que les températures, de l'air ambiant et du sol, mais aussi le taux d'humidité. Nous verrons lors de l'analyse des caractéristiques de frottement que le circuit intervient également par la nature de son sol.

3. Fonctionnement du pneumatique.

Compte tenu des conditions de sollicitations qui viennent d'être évoquées on va attendre du pneumatique qu'il soit capable de fournir les efforts suivant les 2 directions : X (motricité freinage) et Y (prise de virage).

Ces efforts sont entièrement obtenus par des cisaillements (suivant X et Y) de la bande de roulement, comprise entre le sol et l'architecture constituée par les nappes sommet.

De façon très générale la structure d'un pneumatique correspond à la vue ci-dessous.



Même si le pneumatique ci-dessus est un pneumatique tourisme la constitution globale est la même pour une structure F1.

Dans tous les cas on va pouvoir observer la présence d'une 'armature semi-rigide' composée de sous-structures composites, constituées de câbles (textiles ou métalliques) et de matériaux caoutchoucs.

Ces sous-structures correspondent d'abord aux 2 tringles (qui permettent de maintenir le pneumatique sur sa roue), autour desquelles s'enroule la nappe carcasse (généralement radiale) que viennent coiffer, au minimum, 2 nappes sommets (dont les câbles présentent un angle par rapport à la direction circonférentielle, et de signes opposés entre les 2 couches).

Cette armature va, fonctionnellement, se comporter comme une sorte de squelette et va tout d'abord permettre de supporter les efforts générés par la pression de gonflage.

Elle va ensuite servir de support aux différentes couches de caoutchouc dont on va attendre qu'elles satisfassent à des fonctions particulières.

C'est en particulier le cas de la bande de roulement qui va, seule, assurer le contact avec le sol et dont, en F1, on va essentiellement attendre qu'elle permette de développer la meilleure adhérence possible et la plus faible usure, pour pouvoir durer au moins le temps d'une compétition.

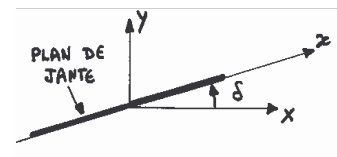
Par rapport aux applications F1 l'architecture interne (l'armature semi-rigide) va servir simplement de support pour la bande de roulement et son rôle va surtout consister à utiliser au maximum le potentiel du matériau caoutchouc utilisé en maîtrisant les conditions de sollicitations locales au niveau de l'aire de contact.

On doit, dans ce cas, avoir en tête ce qui a été observé précédemment à savoir qu'en F1 les conditions appliquées (en particulier la charge, mais aussi la dérive) sont très variables et donc les aires de contact sont très variables.

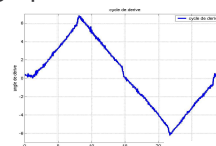
L'objectif est donc de trouver le meilleur compromis possible sur l'ensemble d'un tour, pour un circuit donné. D'où un travail important d'optimisation de toute la structure interne du pneumatique.

On va insister maintenant, uniquement, sur le fonctionnement latéral du pneumatique.

Pour développer l'effort latéral Y dont le véhicule a besoin lors de la prise d'un virage le pneumatique doit fonctionner avec un angle de dérive (angle entre le plan de jante et la trajectoire du centre roue) selon le schéma ci-dessous.

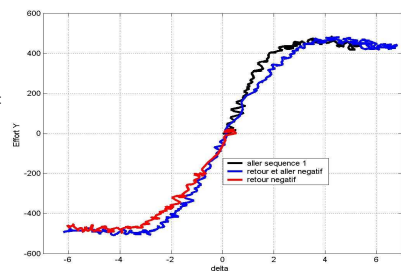


Pour une condition donnée de charge et de pression de gonflage la variation de l'effort latéral Y en fonction de l'angle de dérive δ correspond au graphique ci-dessous :



Ci-contre la commande :
variation de l'angle de dérive en fonction du temps

Ci-contre la réponse :
Variation de l'effort latéral en fonction de l'angle de dérive



Plusieurs constats :

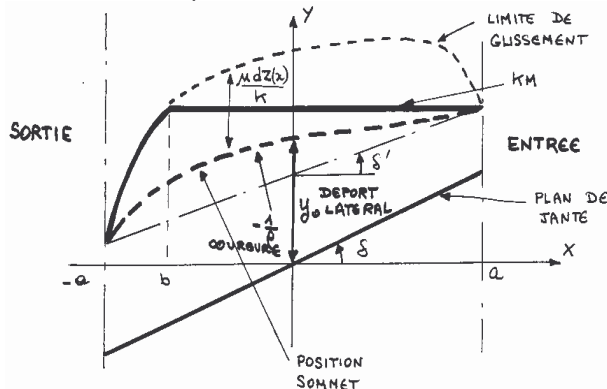
Dans un premier temps l'effort Y augmente quasi linéairement en fonction de l'angle de dérive. La pente correspond à la rigidité de dérive.

On observe ensuite, pour les angles élevés, une sorte de palier qui correspond au potentiel maxi que peut développer le pneumatique. Cet effort est d'abord en liaison avec la charge appliquée, de sorte que l'on pourra définir le rapport entre l'effort Y et la charge Z, ce qui correspond au coefficient de frottement μ .

Enfin, et surtout, on constate que l'effort Y est différent entre le cycle aller et le cycle retour. C'est la conséquence directe du fonctionnement thermo-mécanique du pneumatique et en particulier du matériau de la bande de roulement.

On devra donc analyser (et modéliser) le fonctionnement du pneumatique au travers de ce bouclage entre la mécanique et la thermique. Ce fonctionnement est intégré dans le modèle **Tametire** ayant fait l'objet de multiples présentations (ref 1, 2, 3).

Mécaniquement le fonctionnement du pneumatique en dérive correspond au schéma ci-dessous.

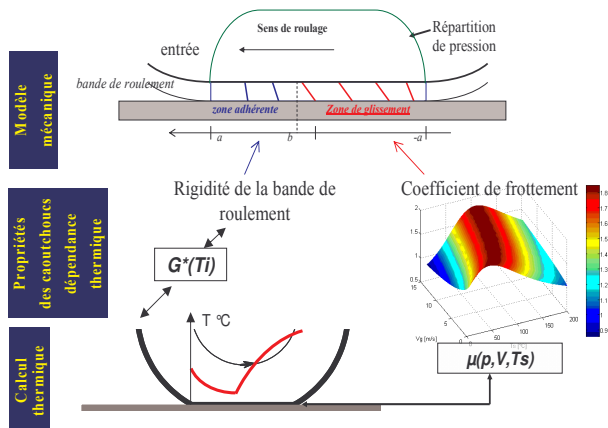


Les efforts développés correspondent au cisaillement du matériau de la bande de roulement entre le sol et les nappes sommet.

Pour un angle de dérive donné on observe une première partie (depuis l'entrée) de l'aire de contact pour laquelle le matériau est cisailé (l'effort va dépendre de la rigidité du matériau) et une seconde partie (jusqu'à la sortie) pour laquelle il y a glissement par rapport au sol.

Dans cette partie, l'effort Y va être directement en liaison avec le coefficient de frottement μ .

La modélisation thermo-mécanique contenue dans **Tametire** correspond au schéma ci-dessous :



Par rapport aux caractéristiques du matériau constituant la bande de roulement on devra maîtriser les 2 fonctions donnant la rigidité de cisaillement du matériau (G^*) et le coefficient de frottement μ .

Ces 2 fonctions contiennent comme variable la température interne (dans le volume de la bande de roulement) pour le module G^* et la température de surface pour le coefficient de frottement μ .

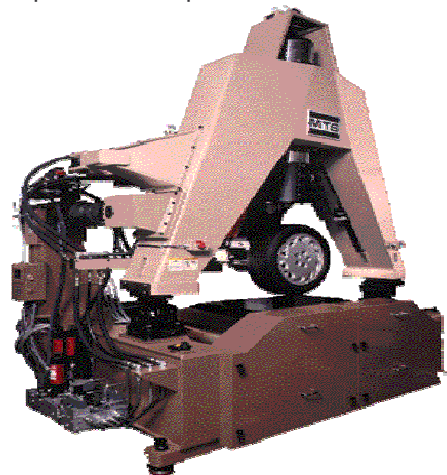
En conséquence on devra développer une modélisation de cette thermique interne et de surface.

Dans la partie glissante de l'aire de contact le frottement entre la gomme et le sol est responsable d'une élévation de la température de contact. Nous faisons l'hypothèse que la dissipation d'énergie s'effectue à l'interface entre la gomme et le sol, sous la forme d'un flux thermique dont une fraction α est dirigée vers la gomme. Le flux thermique reçu par la gomme s'exprime en fonction du coefficient de frottement, de la pression de contact et de la vitesse de glissement : $\phi = \alpha \mu p V_g$

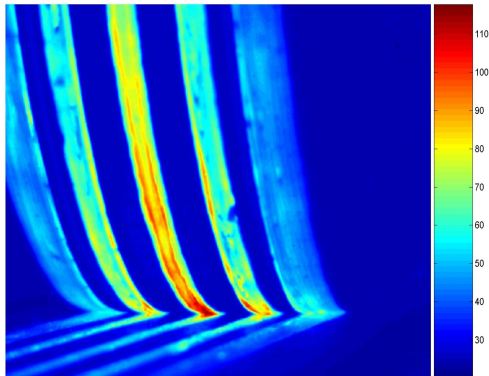
Les températures de surface et interne de la bande de roulement sont obtenues par résolution monodimensionnelle des équations thermiques dans l'épaisseur de la bande de roulement.

Le modèle prend en compte les échanges avec le sol par conduction, le flux thermique de frottement gomme/sol, les échanges avec l'air externe par convection et un terme de dissipation d'énergie interne dans le caoutchouc de la bande de roulement due au cycle de sollicitation (compression et cisaillements X et Y) dans l'aire de contact, à la fréquence du tour de roue, et à l'hystérèse du matériau.

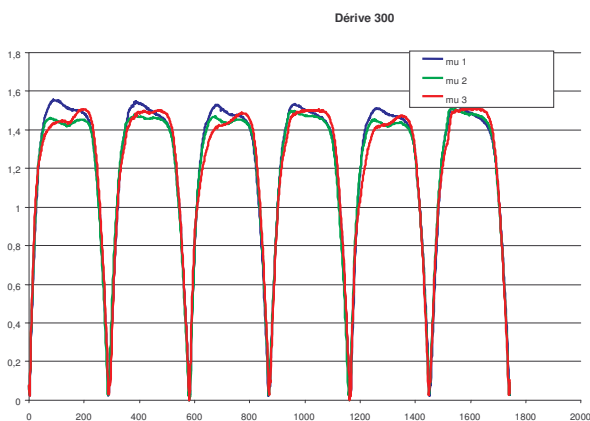
En ce qui concerne la mesure des caractéristiques dynamométriques du pneumatique on utilise des moyens de mesures très sophistiqués comme la machine sol plan MTS, représentée ci-dessous :



Pour maîtriser le fonctionnement thermique on ajoute à cet équipement de base des moyens de mesures des températures internes (thermocouples insérés dans l'épaisseur de la bande de roulement) et de surface avec un équipement thermovision (visualisation ci-dessous).



A titre d'exemple on peut observer, expérimentalement, les résultats obtenus avec 3 cycles de dérive successifs pour des matériaux de bande de roulement différents.



Les résultats sont présentés sous la forme des coefficients de frottement μ .

Indépendamment des différences de niveaux entre les 3 matériaux, on peut constater que pour le matériau 1 l'effort au cycle aller est supérieur au cycle retour, alors que pour le matériau 3 c'est l'inverse.

Ces résultats illustrent bien toute la complexité du fonctionnement thermo-mécanique du pneumatique.

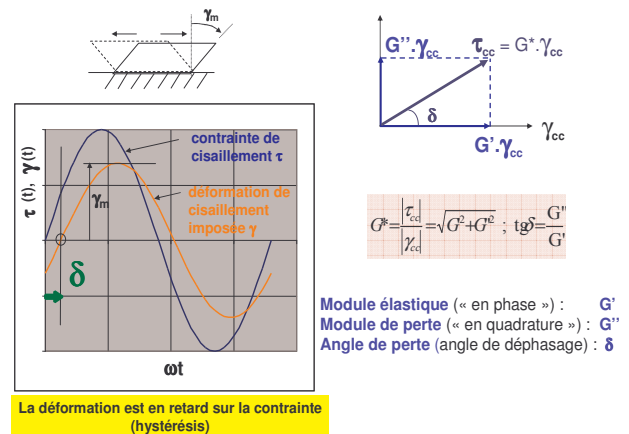
4. Caractéristiques des matériaux caoutchouc.

Le fonctionnement thermo-mécanique qui vient d'être observé pour le pneumatique n'est que la conséquence directe des caractéristiques particulières des matériaux caoutchouc.

Les matériaux caoutchouc se distinguent par un certain nombre de caractéristiques :

Ils sont non-linéaires, dissipatifs, et thermo dépendants.

Avec une éprouvette, quand on sollicite le matériau en cisaillement, on constate, conformément au schéma ci-dessous, que la contrainte est en avance sur la déformation, ce qui traduit un comportement visco-élastique (hystérétique).



On caractérise donc chaque matériau par les différentes grandeurs définies ci-dessus :

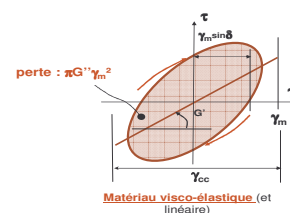
Une notion de module : G^*

Une notion de dissipation : $\tan \delta$

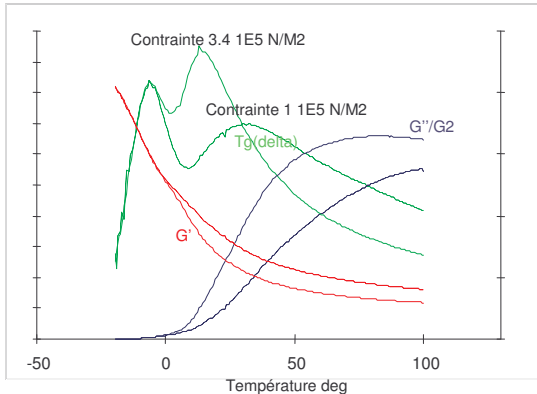
En conséquence, quand on le sollicite, le matériau dissipe de l'énergie, ce qui correspond au cycle ci-dessous.

Cette énergie dissipée se transforme en chaleur et donc le matériau s'échauffe.

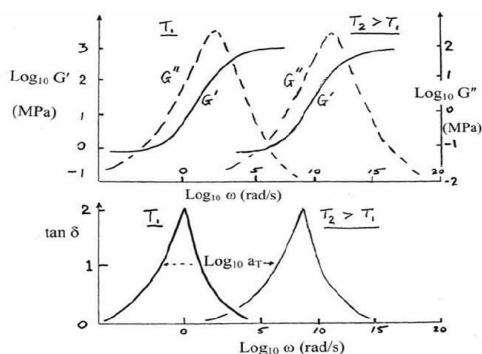
Il faut savoir que les matériaux caoutchouc sont, par ailleurs, très mauvais conducteurs de la chaleur.



Comme on peut le constater ci-dessous les caractéristiques définies précédemment dépendent, pour une fréquence de sollicitation donnée, non seulement de la température mais aussi de l'amplitude de la sollicitation (non linéarité).



Les caractéristiques des matériaux dépendent également de la fréquence de sollicitation, selon le schéma ci-dessous :



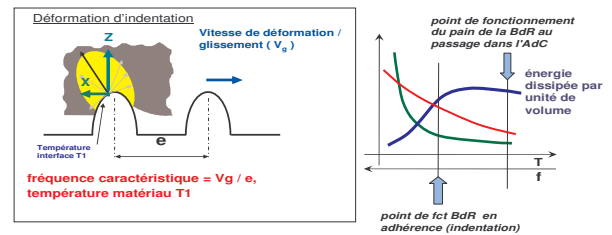
Conformément au schéma ci-dessus il existe une équivalence entre la fréquence et la température (loi WLF). Augmenter la température pour une fréquence donnée revient à diminuer la fréquence pour une température donnée.

Dans le cas du pneumatique, à chaque tour de roue (donc à relativement basse fréquence) le matériau constituant la bande de roulement va être sollicité lors de son passage dans l'aire de contact, il va donc perdre de l'énergie, qui va se transformer en chaleur, et donc déterminer la température interne (dans le volume du matériau).

Les caractéristiques de rigidité (G^*) dépendant de la température, les efforts de cisaillement développés vont dépendre, à chaque instant, de cette température interne. D'où la notion de bouclage thermo-mécanique.

Le choix du matériau au travers de ses caractéristiques dynamiques va donc constituer un acte de conception important dans le cadre de l'adaptation d'un pneumatique à un circuit donné.

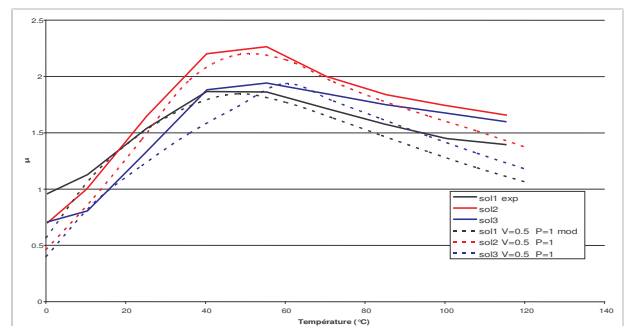
En ce qui concerne l'adhérence on va pouvoir s'appuyer sur le schéma de base ci-dessous.



Lors du passage du matériau sur un indenteur de la piste le matériau va dissiper de l'énergie et on va développer un effort dans le sens opposé au mouvement conformément au schéma ci-dessus. L'origine de la force de frottement est bien, comme pour la sollicitation en volume lors du passage dans l'aire de contact, liée au caractère hystérétique du matériau.

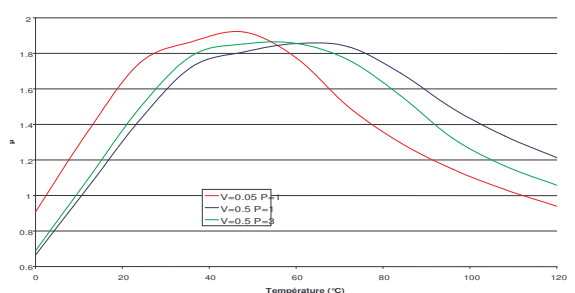
Mais cette fois la fréquence de sollicitation du matériau est beaucoup plus élevée, puisqu'elle est en liaison avec la taille des indenteurs de la route, comme illustré sur le schéma de droite.

En laboratoire, lors de la mesure des coefficients de frottement sur des éprouvettes utilisant le même matériau, on observe clairement l'incidence des pistes différentes.



Sur ce même graphique on peut également constater que la modélisation utilisée restitue assez bien les mesures.

Le coefficient de frottement dépend d'autre part de la température, de la pression et de la vitesse de glissement, comme on peut le constater ci-dessous.

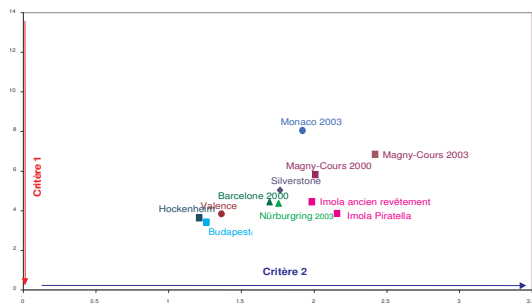


Au total on devra donc maîtriser la fonction adhérence qui est fonction du matériau, de la piste, au travers de la géométrie des indenteurs, mais aussi fonction de la pression appliquée, de la vitesse de glissement et de la température.

Comme évoqué précédemment la température correspond en fait à la température de surface puisque, conformément au schéma précédent, la sollicitation sur les indenteurs affecte une couche très superficielle.

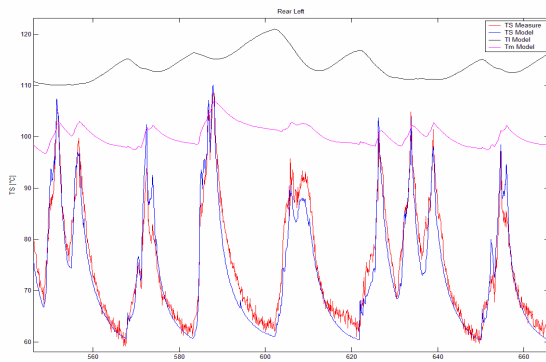
Les caractéristiques des indenteurs qui constituent la piste sont à observer à différentes échelles. Il y a d'abord l'échelle macroscopique observable à l'œil nu et qui correspond à des cailloux plus ou moins gros. Il y a ensuite différentes échelles microscopiques de rugosités.

Pour chaque circuit on effectue donc des mesures avec un appareillage très sophistiqué permettant d'obtenir ces différentes échelles. A titre d'exemple on peut positionner les différents circuits à partir, au minimum, de 2 critères de rugosités.



Dans le cas du fonctionnement du pneumatique la température de surface va évoluer très rapidement en liaison directe avec les glissements développés dans l'aire de contact.

A titre d'illustration on peut observer ci-dessous les températures de surface (en rouge) obtenues sur un tour de circuit.

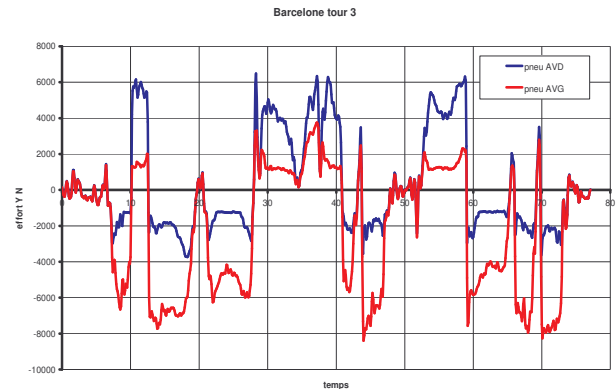


On peut constater que le modèle restitue très correctement la variation des températures de surface.

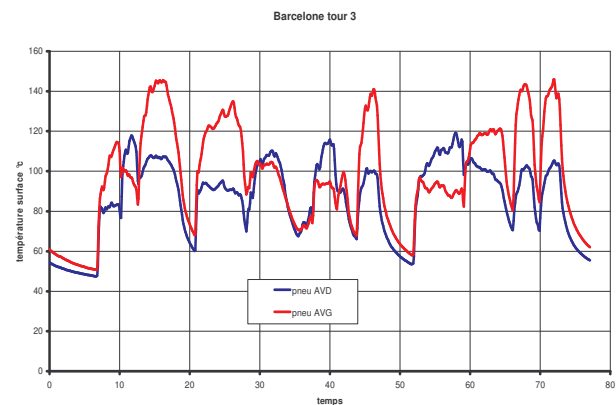
Par le modèle, ce qui correspond parfaitement à la réalité, on constate, pendant le même temps, la faible variation des températures internes.

5. Illustration de la simulation pour un circuit donné.

A partir de l'ensemble de la modélisation définie précédemment on peut observer les résultats obtenus, avec un train de pneumatiques donné, pour le 3ème tour effectué sur le circuit de Barcelone (pseudo stabilisation de la température interne). Le graphe ci-dessous correspond à la variation des efforts latéraux Y pour les 2 pneus de l'essieu avant.

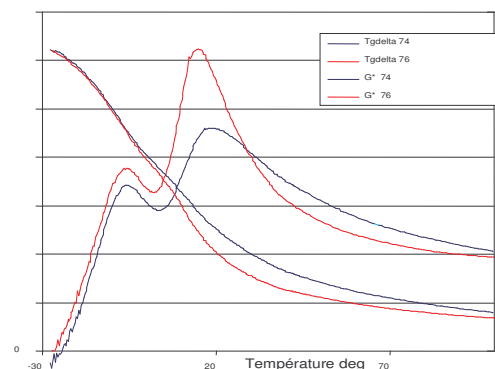


Avec les températures de surface correspondantes.



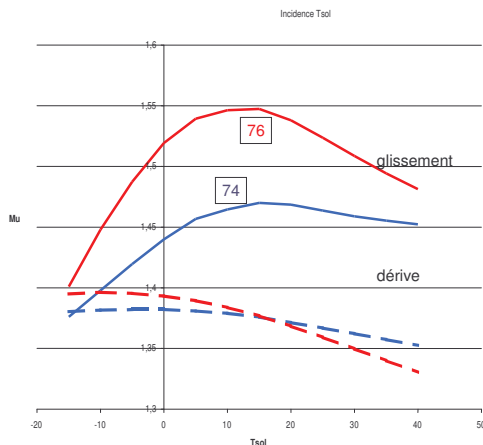
L'intérêt est cependant de pouvoir comparer les résultats obtenus avec des pneumatiques différents.

On va illustrer ici la conséquence d'une variation de matériau constituant la bande de roulement, à iso architecture du pneumatique.



On utilise 2 matériaux dont les caractéristiques dynamométriques correspondent au graphe ci-dessus.

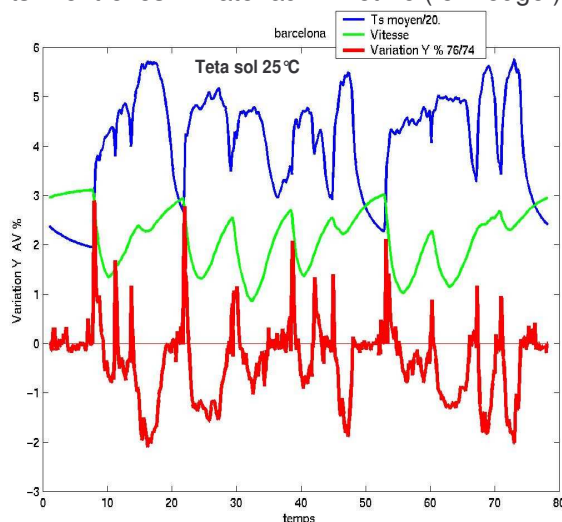
En effectuant des simulations sur le pneumatique seul on peut observer, ci-dessous, que les coefficients de frottements obtenus en sollicitation longitudinale (freinage) et en virage (dérive) dépendent de la température du sol et du matériau utilisé.



Comme évoqué précédemment on observe, pour les 2 matériaux, que les niveaux obtenus sont sensiblement différents entre les 2 sollicitations, longitudinale et latérale.

De même le positionnement relatif des 2 matériaux n'est pas exactement le même pour les 2 sollicitations.

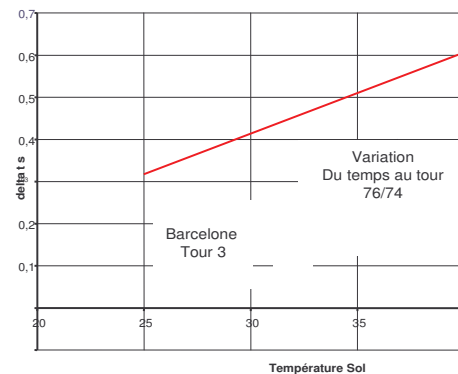
On utilise ensuite ce modèle pour simuler un tour de circuit de Barcelone et on quantifie la variation des efforts Y entre les 2 matériaux 74 et 76 (en rouge).



Comme on peut le constater ci-dessus, les efforts développés par la variante 76 sont la plupart du temps plus faibles que ceux obtenus avec le matériau 74.

Les seuls moments où la variante 76 développe des efforts Y plus élevés correspondent aux phases de freinage. Plus les efforts Y sont élevés et plus le temps au tour va être faible.

Au total les gains en terme de temps au tour entre les 2 solutions correspondent au graphe ci-dessous.



On retrouve bien les ordres de grandeurs des variations de temps au tour évoquées précédemment.

On constate d'autre part que ces gains (avantage au 74) dépendent de la température sol, ce qui illustre bien l'ensemble de la démarche thermo-mécanique, et en même temps la difficulté de prévoir quel sera la solution pneumatique la mieux adaptée le jour J pour un circuit donné.

References

- [1] Février, P., Le Maître, O., « Tire temperature modelling: application to race tires », *proceedings VDI 13th Int. Congress numerical analysis and simulation in vehicle engineering*, 27-28 Sept. 2006 Würzburg.
- [2] Buisson, J., « Michelin indoor characterization for handling applied mathematical formulae », *15 Aachener Kolloquium Fahrzeug und motorentechnik*, Aachen 9-11 Oct. 2006.
- [3] Février, P., and Fandard, G., « Thermal and mechanical tire force and moment modelling », *Tire.Wheel.Tech*, TÜV SÜD Automotive GmbH Congress, Munich December 5-6 2006.