



**HAL**  
open science

## Étude du comportement en roulement d'un pneumatique d'avion

Ange Kongo-Kondé, Iulian Rosu, Frédéric Lebon, Olivier Brardo, Bernard  
Dévesa

► **To cite this version:**

Ange Kongo-Kondé, Iulian Rosu, Frédéric Lebon, Olivier Brardo, Bernard Dévesa. Étude du comportement en roulement d'un pneumatique d'avion. XIXe Congrès Français de Mécanique, Aug 2009, Marseille, France. hal-00459676

**HAL Id: hal-00459676**

**<https://hal.science/hal-00459676>**

Submitted on 3 Jul 2018

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# Etude du comportement en roulement d'un pneu d'avion

A. KONGO KONDÉ <sup>a</sup>, I. ROSU <sup>b</sup>, F. LEBON <sup>b</sup>, O. BRARDO <sup>a</sup>, B. DÉVESÀ <sup>a</sup>

*a. AIRBUS, 316 route de Bayonne, 31060 Toulouse cedex 03*

*b. LMA-CNRS, Marseille, 31 chemin Joseph-Aiguier, 13402 Marseille Cedex 20*

## Résumé :

*Ce travail présente une méthode d'éléments finis pour la simulation du roulement d'un pneu d'avion. Le caractère incompressible des matériaux, les grandes transformations ainsi que le contact unilatéral avec frottement de Coulomb sont pris en compte. Le modèle numérique permettra d'estimer le torseur des efforts au contact pneu - sol sous des conditions critiques et extrêmes pour la sécurité de l'avion. Nous montrerons l'influence des paramètres de chargements et du dérapage sur le moment d'autoalignement ( $M_z$ ) et le coefficient de frottement calculé ( $\mu_Y$ ).*

## Abstract :

*This paper addresses the finite element method used to simulate the aircraft tire/ground interaction. The material incompressibility, the large transformation and the unilateral contact with Coulomb friction have been taken into account. The numerical model allows the estimation of the forces involved in the tire/ground contact under critical and extreme conditions for airplane safety. The results illustrate the influence of different loading parameters and the sliding on self-aligning torque ( $M_z$ ) and on the computed friction coefficient ( $\mu_Y$ ).*

**Mots clefs : Pneu d'avion, Méthode éléments finis, contact, non linéarités matérielles et géométriques, grandes transformations.**

## 1 Introduction

La géométrie et les exigences de la modélisation d'un pneumatique sont complexes, les conditions de chargement amènent des conditions sévères de contact, et la nature du chargement (charge verticale ou latérale) va du quasi statique à la dynamique rapide.

### 1.1 Revue bibliographique

La plupart des études sur le pneumatique ont été essentiellement réalisées [1] sur des pneus de voitures. Certains auteurs [2] se sont particulièrement intéressés aux pneumatiques de camions et ce, dans le domaine militaire pour des simulations de mouvement du véhicule sur tout type de terrain (sec, mouillé, boueux). D'autres [3] ont travaillé sur des pneumatiques pour motocycles.

Dans le domaine aéronautique, les premières études ont été réalisées par la NASA [6, 7, 8]. Elles ont été expérimentales et ont traité de l'aspect thermique (influence de la température et de sa distribution dans l'évolution du coefficient de frottement pneumatique/sol).

Des travaux récents [4] ont traité du développement d'outils numériques de simulation et ont défini les jalons de l'aspect de modélisation qui pose encore beaucoup de problèmes aux chercheurs et ingénieurs à cause de très nombreux phénomènes non-linéaires, mais aussi des conditions de chargement et d'utilisation qui intéressent l'industrie aéronautique.

Comme dans l'automobile, les pneumatiques aéronautiques à carcasse conventionnelle sont en train d'être progressivement remplacés par des pneumatiques à carcasse radiale plus performants (aire de contact peu variable et dérive moins importante). Néanmoins, les conditions d'utilisation d'un pneumatique aéronautique diffèrent fortement de celles d'un pneumatique automobile. Si les pneus de voiture sont gonflés à environ 2 bars, la pression de gonflage standard d'un pneumatique aéronautique est d'environ 15 bars. Les niveaux de chargements eux aussi diffèrent complètement : charges de 1 à 6 tonnes pour l'automobile légère et lourde, et une vingtaine de tonnes pour l'aéronautique [4].

Dans les conditions d'utilisation qui nous intéressent, le pneumatique présente de nombreuses non-linéarités qui sont liées aux matériaux le composant, à sa géométrie, aux conditions de chargement (pression), au contact, au frottement, etc.

La difficulté de développer un maillage fin et efficace, mais aussi le coût de calcul élevé qui exige beaucoup de ressources [1] imposent de réduire les modèles numériques (sculptures et rainures). Le challenge réside, donc,

dans le compromis à trouver entre la finesse des détails à modéliser : modèles de matériaux et géométrie du pneumatique (pain de gomme, rainures, etc.) desquelles découlent les performances de calcul et la qualité des résultats attendus.

## 1.2 Objectif du travail

Dans ce travail, nous présentons un modèle numérique à bande de roulement lisse (sans aspérités ni rainures) développé pour simuler le roulement en dérapage d'un pneumatique d'avion. Le maillage éléments finis est créé par révolution du modèle 2D complet axisymétrique. Un deuxième modèle à bande de roulement rainurée est présenté pour des simulations à faibles vitesses et comparé au modèle lisse.

Les effets des paramètres (chargement, vitesse, pression, dérapage) sur le comportement mécanique du pneu au contact avec le sol sont étudiés. En conditions extrêmes (atterrissage "en crabe" par exemple), la forte dissipation d'énergie au niveau des pneumatiques se traduit par une augmentation de température, une usure ou le coefficient de frottement local ( $\mu_{local}$ ) dépend a priori, fortement de la température, de l'usure, de la vitesse, etc. Pour mettre en évidence les effets de ces variations dans le comportement mécanique global du coefficient de frottement latéral ( $\mu_Y$ ) et du moment d'auto alignement ( $M_z$ ), nous ferons dans un premier temps l'hypothèse de décroissance linéaire de  $\mu_{local}$ . A cette fin, une comparaison du modèle  $\mu_{local}$  variable et  $\mu_{local}$  constant est réalisée pour en évaluer l'influence, et tenter d'expliquer et d'exprimer la décroissance observée expérimentalement au-delà d'une valeur maximale d'angle de dérapage ( $\beta$ ).

Nous comparerons les deux stratégies *roulement classique et roulement stationnaire* que nous détaillerons dans la suite.

Les Figures ne montreront que les tendances de résultats numériques, les valeurs spécifiques étant volontairement ôtées.

## 2 Modèle Eléments Finis

En général, le modèle 3D éléments finis est créé en deux étapes. Dans un premier temps, le maillage 2D (axisymétrie du pneu) est créé. Dans un second temps, une révolution autour de l'axe du pneumatique génère le modèle 3D complet.

### 2.1 Méthode et approche de l'analyse

Une première stratégie est l'approche "*roulement stationnaire*" ou analyse à vitesse stabilisée. C'est une approche mixte eulérienne/lagrangienne dans laquelle un observateur lié au repère de référence voit le pneu comme un ensemble fixe tandis que le matériau le constituant est en mouvement à travers ce maillage stationnaire.

Une deuxième stratégie a été testée. C'est le "*roulement classique*". Cette approche permet de simuler le roulement réel du pneu dans une configuration lagrangienne. Ici, l'observateur lié au repère de référence voit le pneu rouler et les éléments, tour à tour, toucher et quitter le sol.

La première stratégie présente l'avantage de déterminer en une simulation la courbe complète de la réponse du système et permet, ainsi, une réduction importante du coût de calcul. La deuxième approche ne détermine qu'un point de la courbe à chaque simulation, ce qui augmente considérablement les temps de calcul.

D'un point de vue numérique, les incréments sont temporels pour l'analyse en *roulement classique* et en dérapage ( $\beta$ ) pour l'approche *roulement stationnaire*.

L'analyse statique complète commence par une phase gonflage en 2D et en 3D (équilibre) avant une translation du sol qui entre en contact avec le pneu. Enfin, le pneu est chargé incrémentalement par la jante jusqu'à la charge voulue.

L'analyse *roulement stationnaire* débute par une phase de détermination de la vitesse de roue libre à dérapage nul avant de simuler le dérapage. En *roulement classique*, le pneu est accéléré en dérapage pendant un demi-tour et continue son dérapage en vitesse constante.

### 2.2 Modèle éléments finis

La Figure 1 montre le maillage élément fini du pneu 2D. Ce modèle est, essentiellement, formé d'éléments incompressibles axisymétriques à 4 nœuds et de quelques éléments incompressibles axisymétriques à 3 nœuds nécessaires pour modéliser avec exactitude les géométries de transition au passage flanc/bande de roulement et épaulement/flanc.

La révolution autour de l'axe de pneu transforme ces éléments, respectivement, en des éléments 3D à 8 et 6 nœuds. Les renforts métalliques et en tissu sont modélisés en utilisant des éléments à 8 et 6 nœuds. La Figure 2 montre le modèle éléments finis 3D complet. Le nombre total des éléments et des nœuds est de 18657 et 83037, respectivement.

Une caractérisation expérimentale des matériaux composant le pneu a permis la détermination des propriétés mécaniques utilisées dans cette simulation. Le modèle hyperélastique de Mooney Rivlin [9] est utilisé pour modéliser la gomme. Les renforts sont représentés par des modèles de matériaux orthotropes et élastiques.

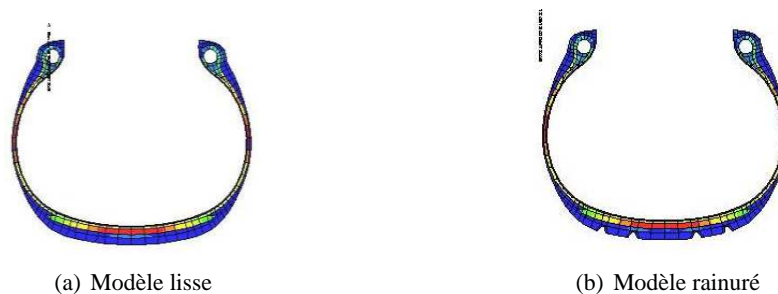


Figure 1 – Modèles gonflés axisymétriques 2D à bande de roulement lisse (a) et rainurée (b)

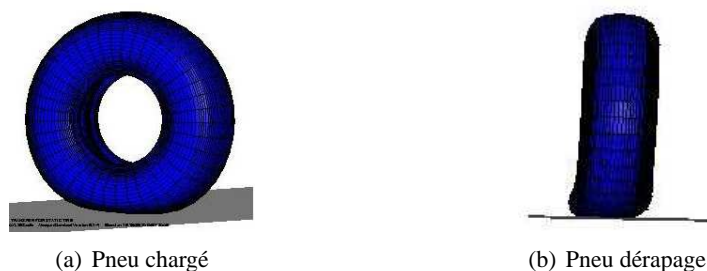


Figure 2 – Modèle éléments finis 3D complet

Les constantes de Mooney Rivlin ( $C_{10}$  et  $C_{01}$ ) et les modules élastiques sont déterminés à partir des essais mécaniques. La jante et le sol sont considérés comme rigides. Les nœuds à l'interface pneu - jante sont solidaires de la jante. On négligera la viscosité de la gomme.

### 3 Résultats

Les simulations ont été réalisées pour une gamme variée de :

- vitesses ( $v = 5$  à  $300$  km/h)
- charges verticales ( $F_z = 10, 17$  et  $25$  tonnes)
- pressions de gonflage nominales ( $P = 14,5 ; 15 ; 15,5$  bars)
- angles de dérapage ( $\beta = 4^\circ, 8^\circ, 16^\circ$ ) pour la simulation en roulement classique
- coefficient de frottement constant ( $\mu_c = 0.48$ ) et variable ( $\mu_v =$  environ  $20\%$  de  $\mu_c$ ).

#### 3.1 Modèle lisse et modèle rainuré

Ce paragraphe compare les deux modèles présentés dans ce travail et traite de l'influence des rainures dans l'étude globale du comportement du pneumatique. La Figure 3 reprend les réponses du pneumatique à des vitesses faibles ( $5$  et  $50$  km/h), pour des charges de  $20$  et  $25$  tonnes et de pression de gonflage de  $15$  et  $16$  bars. A cause de limites numériques, les simulations sur le modèle rainuré n'ont pas encore donné des résultats de qualité pour les grandes vitesses. Nous avons présenté ces difficultés plus haut.

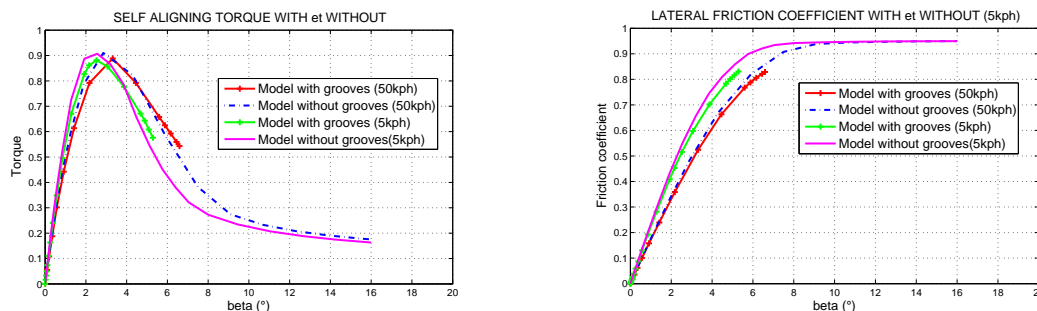


Figure 3 –  $M_z$  et  $\mu_Y$  avec et sans rainure

Nous constatons que l'écart entre ces deux modèles est de  $6\%$  en moyenne (estimée sur les  $5$  points des courbes).  $M_z$  et  $\mu_Y$  sont directement liés à la variation de l'aire de contact. La suppression des rainures modifie

l'aire de contact et, ainsi, la valeur maximale de  $M_z$  et  $\mu_Y$ . La Figure 4 montre la mise en trapèze de l'aire contact générant une translation du point d'application des efforts et créant un couple de rappel ( $M_z$ )



Figure 4 – Aires de contact à 6° de dérapage pour les modèles rainuré et lisse

### 3.2 Effets vitesse

La Figure 5 présente les résultats comparés des simulations réalisées à charge, pression et coefficient de frottement constants, respectivement de 25 tonnes, 15 bars et 0.48. Nous observons une indépendance du coefficient de frottement latéral ( $\mu_Y$ ) par rapport à la vitesse de roulage, mais qu'il existe une vitesse limite à partir de laquelle l'amplitude du moment d'autoalignement ( $M_z$ ) diminue avec la vitesse croissant sans modifier l'angle ( $\beta_{max}$ ) pour lequel  $M_z$  est maximal. Les grandes vitesses influent sur l'amplitude du  $M_z$ .

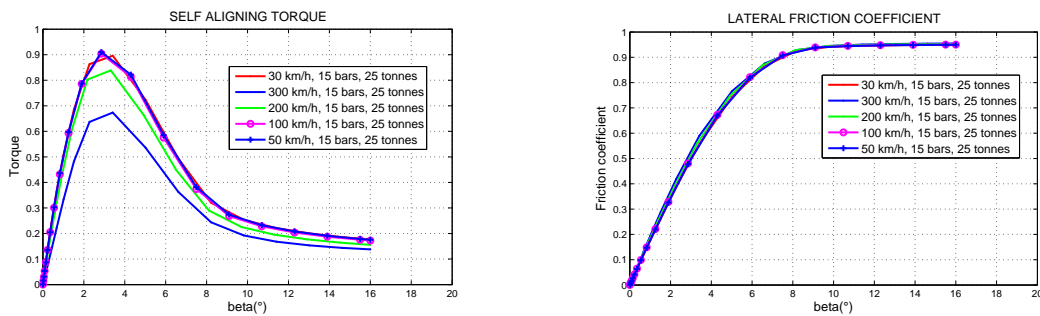


Figure 5 – Effets vitesse sur le moment d'autoalignement ( $M_z$ ) et le frottement latéral ( $\mu_Y$ )

### 3.3 Effets Charge verticale et Effets pression de gonflage

Les Figures 6 et 7 montrent, respectivement, l'évolution de  $M_z$  par rapport à la charge et à la pression. L'influence de la charge sur la réponse mécanique du pneu est importante. Nous observons, en effet, une augmentation de l'amplitude de  $M_z$  et une croissance de  $\beta_{max}$  avec la charge verticale. Cette observation était prévisible. En effet, les forces de réaction au contact croissent proportionnellement avec la charge. De ce fait,  $\beta_{max}$  correspondant à l'angle pour lequel tous les nœuds en contact glissent, augmente.

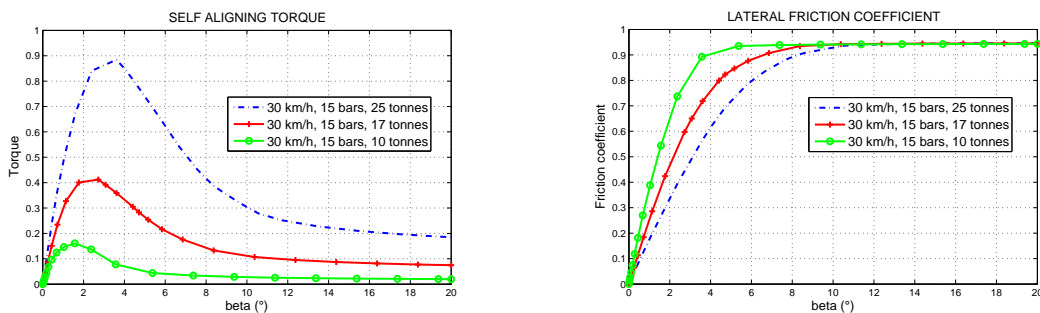


Figure 6 – Effets charge sur  $M_z$  et  $\mu_Y$

Pour étudier les effets de la pression de gonflage, nous avons considéré des pressions nominales d'utilisation d'un avion gros porteur. Sur la Figure 7, nous pouvons remarquer une très faible influence de la pression sur

l'amplitude de  $M_z$  sans variation de  $\beta_{max}$ .

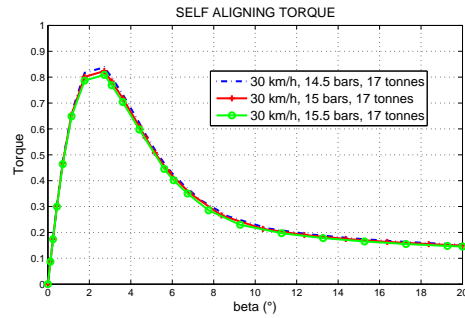


Figure 7 – Effets pression sur  $M_z$

### 3.4 Prise en compte d'un coefficient de frottement variable

Dans ce qui est présenté précédemment, nous avons découplé les phénomènes mécaniques de la thermique, de l'usure et d'autres phénomènes pouvant apparaître lorsque le pneu est en dérapage. Cependant, il est vrai que le coefficient de frottement ne devrait pas rester constant ne serait-ce que parce qu'en dérapage, dans le contact, le pneu frotte contre le sol, s'échauffe et s'use. Ces phénomènes altèrent le matériau et, par conséquent, modifient le coefficient de frottement au fur et à mesure que la température et l'usure augmentent. Pour prendre en compte ces phénomènes, nous supposons en première approximation que le coefficient de frottement diminue linéairement avec l'angle de dérapage. La Figure 8 montre une décroissance de  $\mu_Y$  et de  $M_z$  au-delà de  $\beta_{max}$ . Ce qui corrobore l'allure des courbes expérimentales des pneus de voiture [10].

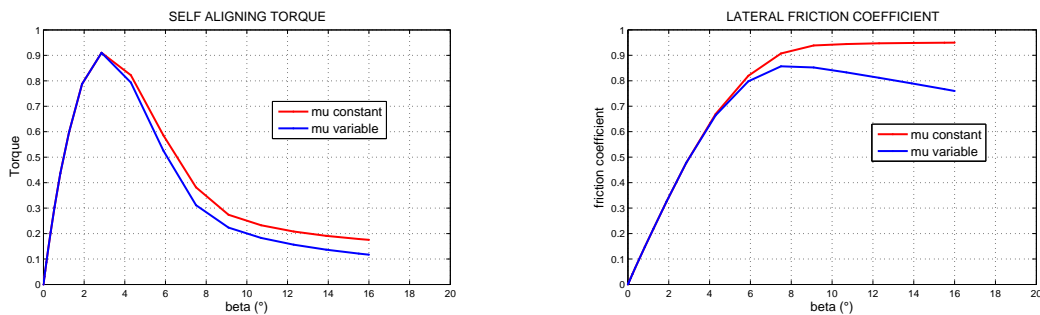


Figure 8 – Effets de la prise en compte d'un coefficient de frottement variable  $M_z$  et  $\mu_Y$

### 3.5 Roulement stationnaire et roulement classique

Nous avons discuté plus haut des avantages et désavantages des deux stratégies présentées : roulement stationnaire et roulement classique. Dans ce paragraphe, nous comparons les résultats de ces méthodes. La Figure 9 montre que numériquement ces stratégies sont équivalentes. Ici, les résultats de simulation en *roulement classique* se calent très bien sur la courbe en *roulement stationnaire*.

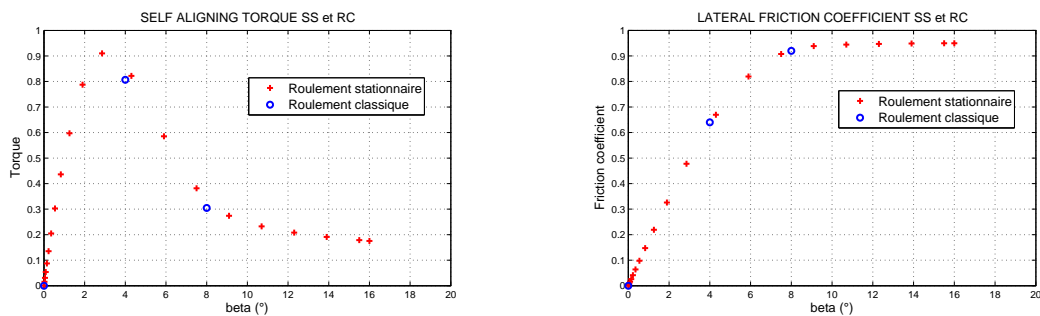


Figure 9 – Comparaison de stratégies *roulement stationnaire* et *roulement classique*

## 4 conclusion

Ce travail de simulation a mis en évidence les effets attendus de paramètres de chargement, de vitesse et de pression sur le comportement en roulement sous dérapage d'un pneu aéronautique et montré, sous certaines hypothèses, qu'une simplification de la géométrie réelle (suppression des rainures) altérerait la réponse globale d'environ 6 %. La décroissance bien connue de  $\mu_Y$  au-delà d'une certaine valeur de dérapage ne peut être obtenue qu'en considérant une évolution du coefficient local de frottement  $\mu$  avec le dérapage. On s'attachera donc dans l'avenir à établir cette relation probablement liée aux évolutions des caractéristiques du contact de la gomme avec le sol sous l'effet des variations de température locale (effet thermique de frottement, transport de chaleur dans le pneu, dissipation dans le milieu ambiant, etc).

## Références

- [1] Reza M.H., Finite Element Analysis of Steel-Belted Radial Tyre with Tread Pattern under Contact Load, *Iranian polymer Journal*, 15(8), 667-674, 2006
- [2] Lacombe J., Tire Model for Simulations of Vehicle Motion on high and Low Friction Road surfaces, *Proceedings of the winter 2000 Simulation conference*, 2000.
- [3] Versteden W.D., Improving a Tire for Motorcycle Simulation, Thesis : Eindhoven University of Technology, 2005.
- [4] Navarro J.P., Contribution à la Modélisation du Pneumatique de l'Avion, Thèse : Université Toulouse III - Paul Sabatier, 2003
- [5] Olatunbosum O. A., Bolarinwa E. O., Finite element simulation of the tyre burst test, *Proc.Instn Mech.Engrs*, 218, 1251-1258
- [6] Tanner J.A., Dreher R.C., Strubb S.M., Smith E.G., Tire Tread Temperatures During Antiskid Braking and "cornering" on a Dry Runway, *NASA Technical Paper 2009*, 1982.
- [7] Mc Carthy J.L., Tanner J.A., Temperature Distribution in a Aircraft Tire at Low Ground Speed, *NASA Technical Paper 2195*, 1983
- [8] Clark S.K., Dogde R.N., Heat generation in Aircraft Tires under Free Rolling Conditions, *NASA Contractor Report 3629*, 1982
- [9] Lahellec N., Mazerolle F., Michel J.C., Second-order estimate of the macroscopic behaviour of periodic hyperelastic composites : theory and experimental validation, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 52, 27-49, 2004.
- [10] Société de technologie Michelin. *Le pneu - L'adhérence*. Michelin France, 2001