



HAL
open science

Étude du comportement en roulement d'un pneu 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 pneu d'avion. 9e Colloque national en calcul des structures, CSMA, May 2009, Giens, France. hal-01412130

HAL Id: hal-01412130

<https://hal.science/hal-01412130>

Submitted on 8 Dec 2016

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.



Distributed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License

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

A. Kongo Kondé¹, I. Rosu², F. Lebon², O. Brardo¹, B. Dévesa¹

¹ AIRBUS

316 route de Bayonne
31060 Toulouse cedex 03
ange.kongo-konde,olivier.brardo,bernard.devesa@airbus.com

² LMA-CNRS, Marseille

31 chemin Joseph-Aiguier
13402 Marseille Cedex 20
rosu,lebon@lma.cnrs-mrs.com

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 (μ_v).

Mots-clés - 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.

Traditionnellement, l'analyse par éléments finis de pneumatiques pour des chargements statiques et dynamiques est basée sur l'utilisation d'une bande de roulement axisymétrique dans laquelle les formes complexes (blocs de la gomme de roulement, rainures) sont remplacées par une surface solide lisse. Il existe deux raisons à cette approximation :

- La difficulté de développer un maillage éléments finis fin et efficace pour ces formes,
- Un coût de calcul élevé et des chargements qui exigent beaucoup de ressources et de mémoire.

Cependant, négliger ces formes complexes risque d'augmenter les erreurs dans la prédiction numérique du comportement du pneumatique. H. Reza [1] a d'ailleurs montré l'importance de considérer les formes complexes pour déterminer avec précision la répartition de pression de contact pneu/sol. La difficulté principale réside 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.

Nous étudions les effets des paramètres (chargement, vitesse, pression, dérapage) sur le comportement mécanique du pneu au contact avec le sol. 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 or le coefficient de frottement local (μ) 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 (μ_Y) et du moment d'auto alignement (M_z), nous ferons dans un premier temps l'hypothèse de décroissance linéaire de μ local. A cette fin, une comparaison du modèle μ local variable et μ 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 (β).

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

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 (β) 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.

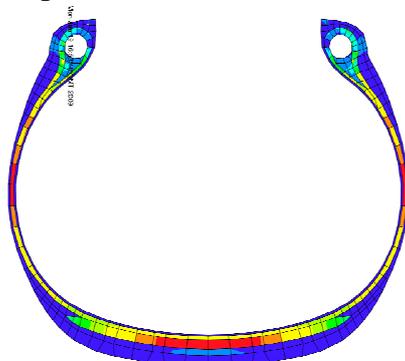


Figure 1 - Modèle gonflé axisymétrique 2

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.

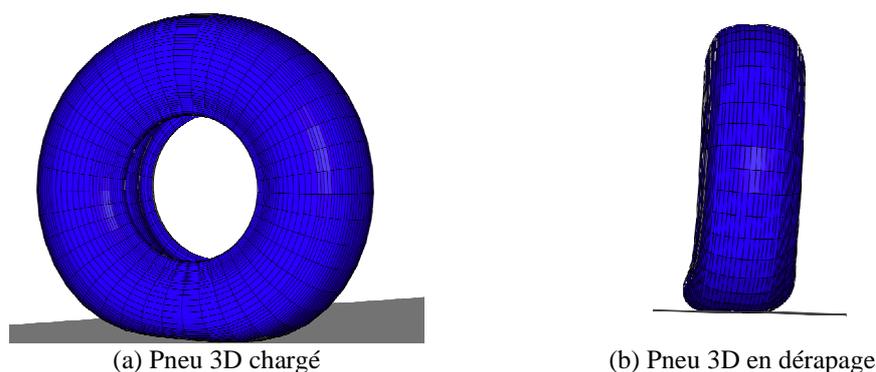


Figure 2 - Modèle éléments finis 3D complet

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. 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 :

- 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 μ_c).

3.1 Effets vitesse

La figure 3 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 (μ_Y) par rapport à la vitesse de roulement, 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 (β_{max}) pour lequel M_z est maximal. Les grandes vitesses influent sur l'amplitude du M_z .

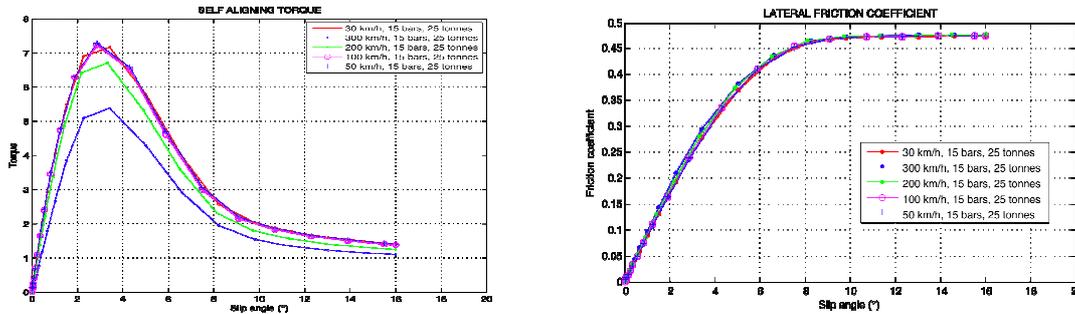


Figure 3 – Effets vitesse sur le moment d'autoalignement (M_z) et le frottement latéral (μ_Y)

3.2 Effets Charge verticale et Effets pression de gonflage

Les figures 4 et 5 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 β_{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, β_{max} correspondant à l'angle pour lequel tous les nœuds en contact commencent à glisser, augmente.

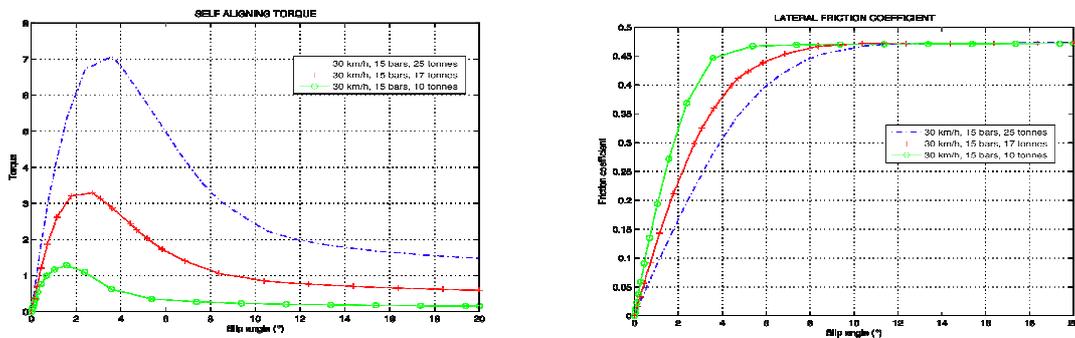


Figure 4 – Effets charge sur M_z et μ_Y

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 5, nous pouvons remarquer une très faible influence de la pression sur l'amplitude de M_z sans variation de β_{max} .

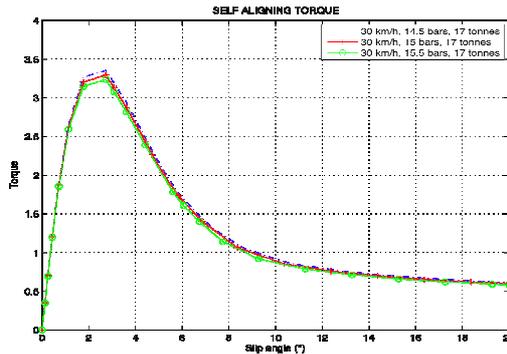


Figure 5 – Effets pression sur M_z

3.3 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 6 montre une décroissance de μ_Y et de M_z au-delà de β_{max} . Ce qui corrobore l'allure des courbes expérimentales des pneus de voiture [10].

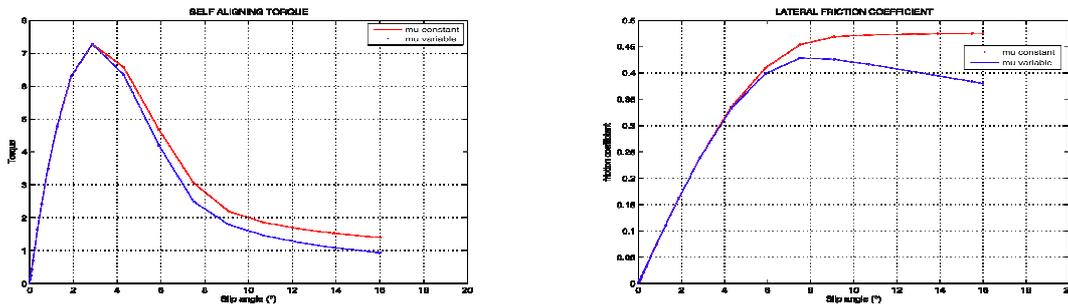


Figure 6 – Effets de la prise en compte d'un coefficient de frottement variable M_z et μ_Y

3.4 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 ces méthodes. La figure 7 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*.

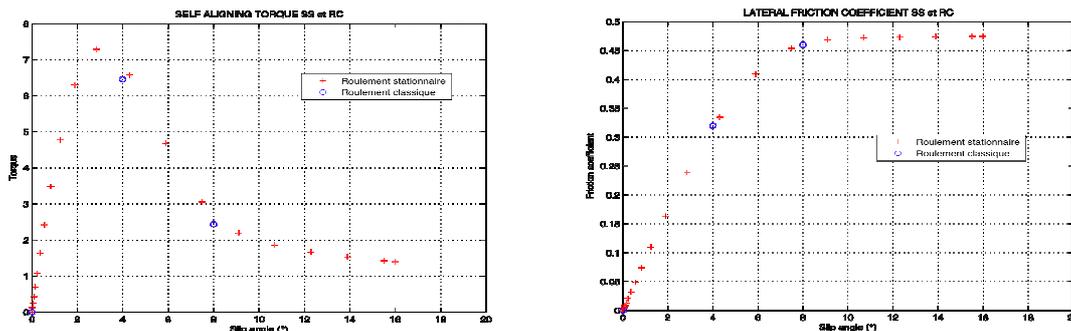


Figure 7 – Comparaison de stratégies *roulement stationnaire* et *roulement classique*

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. La décroissance bien connue de μ_Y au-delà d'une certaine valeur de dérapage ne peut être obtenue qu'en considérant une évolution du coefficient local de frottement μ 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] M.H Reza, "Finite Element Analysis of Steel-Belted Radial Tyre with Tread Pattern under Contact Load", *Iranian polymer Journal*, 15 (8), 2006, pp. 667-674
- [2] J. Lacombe, "Tire Model for Simulations of Vehicle Motion on high and Low Friction Road surfaces", *Proceedings of the winter 2000 Simulation conference*, 2000
- [3] W.D Verstedden, "Improving a Tire for Motorcycle Simulation", thesis: Eindhoven University of Technology, 2005, 84 P.
- [4] J.P Navarro, "Contribution à la Modélisation du Pneumatique de l'Avion", Thèse: Université Toulouse III – Paul Sabatier, 2003, 200 p.
- [5] O. A Olatunbosum, E. O Bolarinwa, "Finite element simulation of the tyre burst test", *Proc.Instn Mech.Engrs*, Vol.218, pp 1251-1258
- [6] J.A. Tanner, R.C. Dreher, S.M. Strubb and E.G Smith, "Tire Tread Temperatures During Antiskid Braking and «cornering» on a Dry Runway", *NASA Technical Paper 2009*, 1982.
- [7] J.L Mc Carthy, J.A., Tanner "Temperature Distribution in a Aircraft Tire at Low Ground Speed", *NASA Technical Paper 2195*, 1983
- [8] S.K Clark, R.N. Dogde, "Heat generation in Aircraft Tires under Free Rolling Conditions", *NASA Contractor Report 3629*, 1982
- [9] N. Lahellec, F. Mazerolle, J.C Michel, "Second-order estimate of the macroscopic behaviour of periodic hyperelastic composites: theory and experimental validation", *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, Vol 52, 2004, pp 27-49.
- [10] Société de technologie Michelin, "Le pneu – L'adhérence", Michelin France, janvier 2001