

UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA

Faculté des Sciences de l'Ingénieur
Département du Génie Mécanique

MEMOIRE DE MAGISTER

Option : Construction

**ETUDE DE L'EFFET DE L'ABSORPTION DE LA
CHAUSSEE DANS UN MODELE DE RAYONNEMENT
PNEUMATIQUE/CHAUSSEE**

Par

Hicham ABO-SHIGHIBA

Devant le jury composé de :

M. OUALI	Professeur	U. de Blida	Président
A. BELAIDI	Maître de Conférence	U.M.B Boumerdes	Examineur
M. ABED	Professeur	U. de Blida	Examineur
A. AIAD	Maître de Conférence	U. de Blida	Rapporteur

Blida 2007

RESUME

Durant les vingt dernières années les constructeurs d'automobiles ont réduit progressivement le bruit émis par les véhicules par une action portant sur les sources d'origine mécanique (moteur, transmissions, et échappement ...).

A partir de 60Km/h le bruit de roulement des pneumatiques devient plus important que les autres bruits générés par un véhicule de tourisme en roulement.

Si les recherches ont été entreprises dès les années 70, les modélisations ne se sont fortement développées qu'à partir des années 90.

Jusqu'à nos jours, il n'existe pas de modèle global de prévision du bruit rayonné par l'interaction pneumatique/chaussée tenant compte de l'ensemble des paramètres entrant en jeu, et ce en raison de la complexité du problème. Ce qui explique l'intérêt de nombreuses équipes de recherche et de consortiums à construire un modèle complet de bruit de contact pneumatique-chaussée.

Le but de ce travail est d'étudier l'effet de l'absorption de la chaussée dans le problème de rayonnement induit par l'interaction pneumatique/chaussée. Le modèle choisi est celui qui tient compte de la participation de la chaussée comme un facteur essentiel au rayonnement acoustique et non pas comme un facteur exciteur seulement.

La modélisation est faite en deux parties : une partie structure basée sur la méthode des éléments finis, et une partie acoustique, introduisant les outils nécessaires pour le développement d'un modèle numérique de prévision vibro-acoustique basée sur la méthode des éléments de frontière.

ملخص

خلال العشريتين الأخيرتين تمكن المصنعون من خفض مستوى الضوضاء الصادرة عن السيارات و ذلك بتعديلات أجريت على المصادر ذات الطابع الميكانيكي (المحرك و التعشيقات ...)
ابتداء من سرعة 60 كلم/سا صارت الضوضاء الناتجة عن حركة الإطارات أعلى من كل مصادر الضوضاء الأخرى للسيارة السياحية.

مع زيادة الطلب على الرفاهية صار الوضع ملحا لاتخاذ إجراءات جديدة لخفض مستوى الضوضاء في المحيط.
مع أن الأبحاث حول هذا الموضوع تعود لسنوات السبعينات إلا أن الأبحاث حول المماثلة تطورت خاصة في سنوات التسعينات.

إلى اليوم , لا يوجد نموذج عام للنكهن بالضوضاء الصادرة عن تفاعل الإطارات و أرضية الطريق يأخذ بغين الاعتبار جميع نواحي المسألة المدروسة و ذلك لتعقيدات شتى.
هذا ما يفسر اهتمام مجموعة من فرق الأبحاث و الشركات الكبرى بهدف إيجاد نموذج كامل.

هدف عملنا هذا هو دراسة تأثير إدخال عامل الامتصاص الصوتي للأرضية في مسألة التفاعل بينها و بين الإطارات.
النموذج الذي اخترنا يأخذ بعين الاعتبار الأرضية كعامل صوتي أساسي في المشكل و ليس كعامل تحريضي فقط.
الدراسة تنقسم إلى قسمين أساسيين: قسم الهيكل مرتكزا على طريقة العناصر المنتهية (FEM) و قسم الصوت أين أعطينا مجموعة الأدوات اللازمة لتطوير وسيلة رقمية تتيح النكهن في مسائل الاهتزاز الصوتي باستعمال طريقة عناصر الحدود BEM.

ABSTRACT

During the last decades the manufacturers of cars gradually reduced the noise emitted by the vehicles by an action relating to the sources of mechanical origin (engine, transmissions, and exhaust...). Indeed at least starting from 60Km/h the noise of bearing of the tires becomes more significant than the other noises generated by a vehicle of tourism in bearing.

The request is increasing for the comfort and the reduction of the noise of environment.

If researches were undertaken as of the Seventies, modeling strongly developed as from the Nineties.

Until to day, there is no total predicting model of the noise radiated by this interaction taking account of the entering whole of the parameters concerned, because of the complexity of the problem. This fact explains the interest of many teams of research and consortia to build a complete model of noise of contact tire-road.

The goal of this work is to study the effect of the absorption of the road in the problem of radiation induced by the tire/road interaction. The model that we have chosen is the model that takes account of the participation of the road like an essential factor of the acoustic radiation and not like an exiting factor only.

The study is made into two parts: a structure part based on the finite element method, and an acoustic part, where we have given the tools necessary for the development of a numerical model of vibroacoustic predicting based on the boundary element method.

REMERCIEMENTS

J'exprime ma reconnaissance à Mr A.AIAD pour avoir proposé et dirigé ce sujet de Magister pour l'intérêt attentif et la rigueur qu'il a porté sur ce travail, ainsi que pour son excellent encadrement et pour sa disponibilité.

Je tiens aussi à remercier vivement Mr M. BENTAHAR de l'université de Compiègne (France) pour son aide et ses conseils.

Je tiens à remercier très chaleureusement les membres du jury qui m'ont fait part de leurs remarques constructives et qui m'ont aidé à terminer ce travail.

J'exprime ma gratitude à tout le personnel du département de mécanique et à tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin, à l'élaboration de ce travail.

TABLE DES MATIERES

RESUME	
REMERCIEMENTS	
TABLE DES MATIERES	
LISTE DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES ET TABLEAUX	8
LISTE DES SYMBOLES ET DES ABREVIATIONS	11
INTRODUCTION	12
1. RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE	14
1.1 Introduction	14
1.2. Importance du bruit de contact pneumatique/chaussée.	15
1.3 Les mécanismes de génération et de propagation	17
1.3.1 Bruit d'origine vibratoire	19
1.3.2 Bruit d'origine aéroacoustique	20
1.3.3 Paramètres d'influence sur le bruit de roulement	22
1.3.3.1 Paramètres d'utilisation	23
1.3.3.2 Paramètres de conception	24
1.4 Modélisation du bruit de roulement	28
1.4.1 Modélisation du pneumatique	29
1.4.1.1 Modèle mathématique de l'anneau supporté élastiquement	30
1.4.1.2 Modèle de membrane ou de coque	31
1.4.1.3 Modèle d'éléments finis	31
1.4.2 Modélisation de la chaussée	35
1.4.2.1 Modèles structurels de chaussées en statique	35
1.4.2.2 Modèles rhéologiques de chaussée	38
1.5 Modélisation du contact d'un pneumatique sur une chaussée rugueuse	38
1.6 L'effet dièdre	40
1.6.1 Introduction	40
1.6.2 Définition de l'amplification	41
1.6.2.1 Méthode standard	41
1.6.2.2 Méthode de Kropp	42
1.7 Conclusion	42
2. MODELISATION DU CONTACT	43
2.1 Introduction	43
2.2 La non linéarité du problème	45
2.3 Position du problème	45
2.4 Le contact sous le Code-Aster	47
2.5 Géométrie et matériaux	50
2.6 Calcul et déduction de la dimension de l'interface	52
3. ANALYSE VIBRATOIRE DU PNEUMATIQUE	54
3.1 Introduction	54
3.2 Validation du modèle du pneumatique	54
3.2.1 Etude du pneumatique "libre"	58

3.2.2 Etude du pneumatique "écrasé"	63
3.3 Amélioration du modèle	66
3.3.1 Caractéristiques du modèle de pneumatique	66
3.3.2 Résultats de la nouvelle modélisation	67
4. LE COUPLAGE PNEUMATIQUE CHAUSSEE	70
4.1 Introduction	70
4.2 Etude de la sollicitation appliquée	70
5.2.1 Choix de la sollicitation extérieure	70
5.2.2 Simulation de la réponse dynamique sur Code-Aster	72
4.3 Description du modèle complet	72
4.3.1 Géométrie et maillage	72
4.3.2 Propriétés des matériaux	74
4.3.3 Les conditions aux limites	75
4.4 Organigramme du processus de calcul	76
5. RAYONNEMENT ACOUSTIQUE	78
5.1 Introduction	78
5.2 Formulation générale par éléments de frontière	80
5.2.1 Hypothèses	80
5.2.2 Les conditions aux limites	82
5.2.3 L'équation intégrale	82
5.2.4 La discrétisation de l'équation intégrale	87
CONCLUSION	89
APPENDICES	91
A. Notes sur le CodeAster	92
B. Lire un pneumatique	95
C. Composition d'un pneumatique	97
D. Composition d'une chaussée	100
E. Les méthodes de mesure	102
REFERENCES	107

LISTE DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES ET TABLEAUX

Figure 1.1	Revêtement de chaussée par blocs de bois Oslo 1914	14
Figures 1.2	Différence en dB entre le bruit généré par le moteur et le bruit de contact pneumatique chaussée	16
Figure 1.3	Comparaison entre la part du bruit d'origine mécanique et la part du bruit de contact pneumatique/chaussée, moyenne énergétique sur une année	17
Figure 1.4	Importance du bruit de contact pneumatique/chaussée dans le bruit total émis par un véhicule léger	17
Figure 1.5	Mécanismes de génération de bruit de contact pneumatique/chaussée	19
Figure 1.6	Bruit de choc répété un grand nombre de fois chaque seconde	19
Figure 1.7	Cavity resonance	21
Figure 1.8	Le prototype de Yamauchi et Akiyoshi	21
Figure 1.9	La diminution des pics de résonance de cavité par le prototype de Yamauchi Akiyoshi	21
Figure 1.10	Comparaison du spectre du bruit de contact pneu-chaussée sur une route sèche et une route mouillée	24
Figure 1.11	Différentes parties d'un pneumatique	24
Figure 1.12	Les dimensions importantes d'un pneumatique	25
Figure 1.13	Illustration de l'enveloppement du profile de la texture par le pneumatique	26
Figure 1.14	Exemple de l'enveloppement du profile en fonction du module d'élasticité E	27
Figure 1.15	Niveaux sonores calculés pour deux valeurs de rigidité de chaussée à 0.4 m du pneu et à 0.3 m du sol (récepteur 1)	28
Figure 1.16	Niveaux sonores calculés pour deux valeurs de rigidité de chaussée à 0.7 m du pneu et à 0.3 m du sol (récepteur 2)	28
Figure 1.17	Le modèle d'anneau circulaire	30
Figure 1.18	Le modèle de la plaque orthotrope	31
Figure 1.19	Elément fini coque axisymétrique	32
Figure 1.20	Modèle élément fini du HR-78-15	32

Figure 1.21	Méthode de la réceptance	33
Figure 1.22	Représentation d'un massif semi-infini	36
Figure 1.23	Représentation d'un milieu multicouche	36
Figure 1.24	Représentation d'une charge elliptique	37
Figure 1.25	Diffusion des pressions dans un massif selon Boussinesq (à gauche) et ressort équivalent (à droite)	38
Figure 1.26	Modèle de BURGER (a), Modèle de Huet (b), Modèle de Huet-Sayegh(c)	38
Figure 1.27	Paramètres obtenus à partir du profil de la chaussée	39
Figure 1.28	Modèle du pneumatique	40
Figure 2.29	Modélisation de l'effet dièdre par la méthode des sources images	41
Figure 2.1	Maillage du modèle Pneumatique-chaussée de Houari	43
Figure 2.2	Contact de Hertz	44
Figure 2.3	Problème de contact unilatéral	46
Figure 2.4	Appariement 'MAITRE-ESCLAVE' et appariement 'NODAL'	49
Figure 2.5	Géométrie du modèle	51
Figure 2.6	Répartition des charges normales sur la zone considérée	52
Figure 2.6	Déformation statique du système pneumatique-chaussée sous la charge considérée	53
Figure 3.1	Modèle de l'anneau circulaire	59
Figure 3.2	Géométrie du pneumatique	60
Figure 3.4	Fréquences des différents modèles du pneu libre en fonction des modes propres	61
Figure 3.3	Fréquences propres, modes propres, et leurs déformées associées	62
Figure 3.5	Méthode de la réceptance	63
Figure 3.6	Fréquences des différents modèles du pneu écrasé en fonction des modes propres	64
Figure 3.7	Déformées calculées des 5 premiers modes propres du pneu écrasé Code-Aster	66
Figure 3.8	Géométrie du nouveau modèle	67
Figure 3.9	Fréquences des différents modèles du pneu multicouches en fonction des modes propres	68
Figure 3.10	L'évolution de l'erreur relative avec les fréquences de références du pneu multicouches	69
Figure 3.11	Déformées calculées des 5 premiers modes propres du modèle amélioré (le pneumatique multicouches)	69
Figure 4.1	Déformation statique d'un pavé de la gomme	72
Figure 4.2	Définition de la géométrie	73
Figure 4.3	Le voisinage de l'interface	74

Figure 4.4	Organigramme du processus de calcul	76
Figure 4.5	Allure de la déformée de l'ensemble à 400Hz	77
Figure 5.1	Trajectoires de propagation d'ondes sonores, depuis la source (S) jusqu'au récepteur (R)	80
Figure 5.2	Un rayon de plusieurs réflexions dans l'espace confiné entre le pneumatique et la chaussée	80
Figure 5.3	Géométrie du problème général d'acoustique	81
Figure 5.4	Le principe des sources images	84
Tableau 1.1	Les mécanismes de génération et de propagation	18
Tableau 2.1	Dimensions du modèle d'interaction pneumatique chaussée	51
Tableau 2.2	Propriétés des matériaux du modèle	51
Tableau 3.1	Récapitulatif des méthodes modales du Code_Aster	57
Tableau 3.2	Fréquence propres faisant référence	59
Tableau 3.3	Fréquences propres des 5 premiers modes du pneu libre	61
Tableau 3.4	Fréquences propres des 5 premiers modes du pneu écrasé	64
Tableau 3.5	Fréquences propres des 5 premiers modes du pneu «plein»	67
Tableau 4.1	Propriétés des matériaux du modèle	74

LISTE DES SYMBOLES ET DES ABREVIATIONS

FEM : méthode des éléments finis (Finite Element Method)

BEM : méthode des éléments frontières (Boundary Element Method)

Ω : domaine quelconque

Γ : frontière du domaine Ω

\vec{n} : vecteur normal

G : fonction de Green

Z_n : impédance acoustique normale

β : admittance acoustique

R : rayon du pneumatique

\vec{F} : charge appliquée au nœud central du pneumatique

E : module de Young

ν : coefficient de Poisson

ρ : masse volumique

c : célérité des ondes

$[M]$: matrice masse

$[K]$: matrice de rigidité

$[C]$: matrice d'amortissement

$\{U\}$: vecteur déplacement

λ : valeurs propres du problème modal

ω : fréquences propres

INTRODUCTION GENERALE

1.1 Introduction

La réduction du bruit émis par le pneumatique devient un enjeu de plus en plus important. En effet, les réglementations (en Europe notamment) quant au bruit au passage des véhicules poussent de plus en plus les manufacturiers à investir dans la lutte contre les nuisances sonores.

Si des recherches ont été entreprises dès les années 70, les modélisations se sont essentiellement développées à partir des années 90.

La compréhension du bruit de roulement implique le développement des modélisations permettant d'établir des relations quantitatives entre les caractéristiques de la chaussée et du pneumatique et le bruit mesuré au passage. Le bruit de contact entre le pneumatique et la chaussée est le siège de nombreux phénomènes. Actuellement, la part respective des différents mécanismes du bruit de roulement est mal connue du fait de la difficulté de l'isolation de chaque mécanisme des autres.

Jusqu'à maintenant, il n'existe pas de modèle global de prévision de ce bruit tenant compte de l'ensemble des paramètres entrant en jeu, du fait de la complexité du problème. D'où l'intérêt de nombreuses équipes de recherche (INRETS, ENPC, LCPC ...) pour la construction d'un modèle de bruit de contact pneumatique-chaussée.

Bien que les avancées effectuées ces dix dernières années ont permis le développement d'outils de simulation, mais beaucoup de progrès restent à accomplir pour que ces outils simulent parfaitement la réalité.

1.2 Démarche du travail

Le présent travail s'intéresse à ce sujet et le mémoire se divise en plusieurs chapitres complémentaires. Dans le premier chapitre, une étude bibliographique, permettra, en premier lieu, de mettre en évidence le problème de nuisance sonore causée par l'interaction pneumatique/chaussée, de connaître les différents modèles proposés et les mécanismes entrant en jeu et en fin de réaliser la complexité du problème étudié. Outre

l'identification et la compréhension de ces phénomènes, cette étude permettra d'orienter le choix de la modélisation des vibrations.

Ce premier chapitre aboutira au choix du modèle qui tient compte de la participation de la chaussée comme facteur vibratoire essentiel. Le deuxième chapitre est consacré à la détermination la longueur de la zone de contact (l'interface pneumatique chaussée). Pour cela nous utilisons un code particulier (Aster) pour simuler le contact des deux structures sous une charge correspondant au quart du poids d'un véhicule léger.

Dans les chapitres 3 et 4, nous présentons la modélisation des vibrations du pneumatique découplé de la chaussée (libre puis écrasé) par une analyse modale puis le couplage pneumatique-chaussée sous une excitation harmonique validée auparavant. Nous utilisons la méthode FEM pour plusieurs raisons. La première est que cette méthode permet d'étudier ce problème de manière plus réaliste. En effet, la FEM permet de modéliser le pneumatique qui est constitué de différents matériaux ayant des lois de comportement différentes. La deuxième raison du choix de la FEM est l'amélioration sensible des capacités des ordinateurs à réaliser des calculs rapides.

Le chapitre 5 est consacré à la modélisation du rayonnement acoustique à travers la méthode des éléments de frontière (BEM), et la présentation des outils nécessaires pour son implémentation. Nous introduisons également l'effet de l'absorption acoustique de la chaussée et mettons en évidence les différentes singularités induites par la BEM.

CHAPITRE 1 RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE

1.1 Introduction

L'utilisation de certaines couches de chaussée pour réduire le bruit du trafic n'est pas nouvelle. Dès l'époque romaine, certains auteurs font état des encombrements dans les rues des villes et des problèmes de bruit liés aux anciens moyens de transport.

Sans remonter aussi loin, l'utilisation de la paille dans les rues des villes au moyen âge avait notamment pour fonction d'amortir le bruit des attelages dans les ruelles. Il y a déjà 100 ans, une application des surfaces peu bruyantes a conduit à remplacer des pavés ronds ou d'autres pierres de pavage par des blocs en bois. Ceci a rendu la surface moins inégale et plus molle, dont toutes les deux ont eu comme conséquence une réduction du bruit du contact roue/chaussée. Cette action sur les chaussées a commencé vers la fin du dix-neuvième siècle dans les rues de Londres où les pavés ronds ont été remplacés par les blocs de bois ou l'asphalte. Ce développement s'est produit plus tard dans les grandes villes de l'Amérique du Nord de sorte que le bruit des chariots ait été réduit. Cependant, l'objectif de réduction de bruit était souvent d'intérêt secondaire.



Figure 1.1 Revêtement de chaussée par blocs de bois
Oslo 1914

La première fois qu'une couche de surface poreuse a été rapportée pour la réalisation d'une surface silencieuse était aux Etats-Unis par Steere L.B (1973). Puis, bien que des surfaces semblables aient été testées au Royaume-Uni au début des années 70, ce n'est qu'en 1979 que de vraies surfaces à bas niveau sonore ont été rapportées par Sandberg et Nilsson. La première tentative commerciale de proposer une surface sur le marché due à ses propriétés acoustiques a été par Dunlop dans une brochure décrivant la surface de "Delugrip" (1973).

Aujourd'hui, l'émission de bruit de véhicule est dominée par le bruit de l'interaction entre les pneus et la surface de la chaussée routière dès que le véhicule atteint la vitesse de 50 km/h. Ce bruit est dit bruit de contact pneumatique/chaussée.

1.2 Importance du bruit de contact pneumatique/chaussée.

Les sources d'émission de bruit sur un véhicule sont de deux types:

- Sources liées au groupe de motopropulsion à savoir le bruit mécanique:

- le bloc moteur et ses accessoires
- la boîte de vitesse et la transmission
- les ventilateurs et radiateurs
- les bouches d'admission et d'échappement ainsi que le système d'échappement (tubulure et silencieux),

-Sources dues aux interactions :

- le contact pneumatique/chaussée
- l'aérodynamique principalement.

L'identification du bruit de roulement est déterminée, en première approximation, en mesurant le bruit du véhicule en déplacement, moteur en fonctionnement puis moteur coupé. La différence de niveau sonore entre les deux conditions est propre au bruit mécanique. Quant au bruit, moteur coupé, il est attribué au bruit de roulement.

J. Lelong [1] a développé une méthode simplifiée pour mesurer la participation de chaque partie du véhicule. En effet, il a supposé que:

- les deux sources principales du bruit sur un véhicule roulant à vitesse constante, sont : le bruit moteur et les bruit d'interaction pneumatique/chaussée.

- basée sur une autre étude [2] (du même auteur), il suppose que le bruit dû aux petites accélérations est négligeable.
- le bruit d'interaction pneumatique/chaussée est prédominant lorsque le véhicule roule au point mort.

Basé sur ces hypothèses l'auteur conclue que:

- le bruit moteur peut être mesuré lorsqu'il est en marche (sous différentes vitesses) et le véhicule stationnaire.

- le bruit issu de l'interaction pneumatique/chaussée est caractérisé par le niveau du bruit obtenu lorsque le véhicule à point mort.

Ainsi l'auteur confirme qu'il peut prédire le niveau du bruit émis par chaque partie du véhicule pour une configuration donnée (vitesse et rapport de transmission).

$V(km/h)$	Rapport 1	Rapport 2	Rapport 3	Rapport 4	Rapport 5
20	+12	+6.4			
40		+4.8	-0.8		
60			-1.7	-5.6	
80			-2.5	-6.5	-9.5
100				-8.3	-10
120					-11

Figures 1.2 Différence en dB entre le bruit généré par le moteur et le bruit de contact pneumatique chaussée (vitesse, rapport engagé), [1]

Dans [2], l'auteur conclue que l'effet de l'accélération sur le niveau du bruit émis est important à faibles vitesses (moins de $30 km/h$), quand le bruit moteur est prédominant. L'augmentation du niveau sonore est significative par rapport à celui obtenu lorsque le véhicule roule à vitesse constante.

En fonction des caractéristiques du véhicule (motorisation, qualité de transmission, type du véhicule, et...), l'augmentation peut atteindre les 7 dB.

Hamet, J.F a comparé en terme de niveau de bruit équivalent (moyenne énergétique) sur une année, la part du bruit d'origine mécanique et celle du bruit de contact pneumatique/chaussée [3], [4] et [5]. Les résultats sont donnés pour trois pourcentages de poids lourds différents et diverses conditions de roulement: vitesse et état de la chaussée (figure1.3). On constate sur ces graphes que le bruit de contact augmente avec la vitesse de roulement (en V^2) et que ce bruit est encore plus important en présence d'eau sur la chaussée.

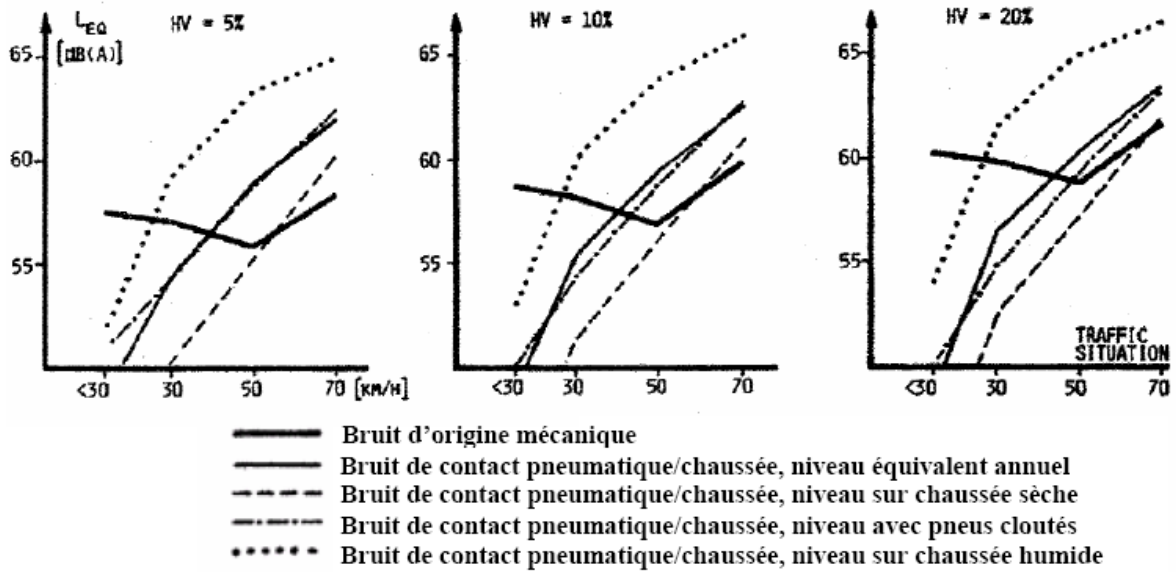


Figure 1.3 Comparaison entre la part du bruit d'origine mécanique et la part du bruit de contact pneumatique/chaussée, moyenne énergétique sur une année

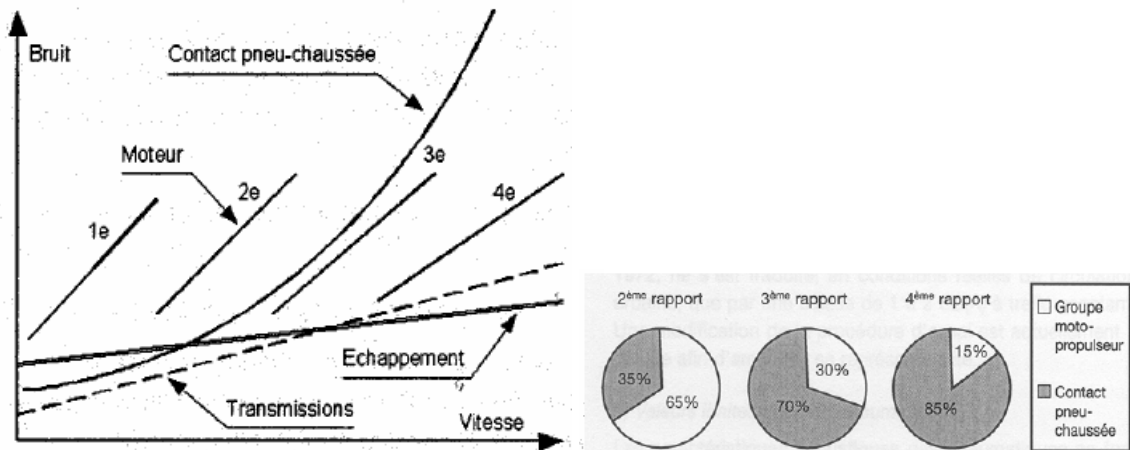


Figure 1.4 Importance du bruit de contact pneumatique/chaussée dans le bruit total émis par un véhicule léger

Pour ce qui est de l'aérodynamique principalement, A. Houari affirme que, selon Oswald, le bruit aérodynamique peut entraîner une surestimation du bruit de contact pneumatique/chaussée pour des combinaisons de pneumatiques et de chaussée peu bruyantes [3].

1.3 Les mécanismes de génération et de propagation

Il est nécessaire d'avoir une compréhension de base de la façon dont le bruit de contact pneumatique/chaussée est produit. La recherche sur des mécanismes de génération

a été conduite depuis le milieu des années 70 et eu comme conséquence un menu extrêmement compliqué des mécanismes et phénomènes.

Cependant, les mécanismes les plus influents sont énumérés (par U.Sandberg [6]) dans le tableau 1.1.

En outre, il y a quelques phénomènes étroitement liés aux mécanismes, qui influent sur l'amplitude mais qui ne peuvent pas être considérés en tant que mécanismes de génération purs. Ceux-ci sont également inclus dans le tableau 1.1.

La figure 1.5 d'illustrer ces mécanismes.

Tableau 1.1 Les mécanismes de génération et de propagation

Mécanismes de génération	Vibrations radiales	<ul style="list-style-type: none"> • Impact des rainures de la bande de roulement de pneu sur les aspérités de la chaussée. • Impact de texture de la chaussée sur la bande de roulement du pneu.
	Résonance d'air	<ul style="list-style-type: none"> • Résonance de Pipe • Résonance de Helmholtz • Air-pumping de poche.
	Mécanismes d'adhésion	<ul style="list-style-type: none"> • Mouvements de collement / glissement causant des vibrations tangentielles de pneu • Mouvements de collement / décollement (effet d'adhésion)
Mécanismes d'amplification ou de réduction	L'effet dièdre	<ul style="list-style-type: none"> • Amplification du bruit dans le dièdre formé par la partie courbée de la bande de roulement et la surface de la chaussée
	L'impédance acoustique	<ul style="list-style-type: none"> • Les vides dans les surfaces poreuses agissent comme des matériaux absorbent de bruit. • Affectant aussi la propagation du son au champ lointain.
	L'impédance mécanique	<ul style="list-style-type: none"> • rigidité du contact dynamique influe plus ou moins l'impact de la texture de la chaussée sur les patins de gomme • Les vibrations de pneu peuvent être transférées par l'impact de ses patins sur la chaussée, qui rayonnera par la suite du bruit. (spécularité)

Les mécanismes du bruit de roulement sont actuellement bien identifiés même si leur hiérarchisation varie selon les auteurs.

Ces mécanismes sont d'origine vibratoire (excitation et rayonnement du pneumatique principalement sous l'effet de la rugosité de la chaussée), et aérodynamique (effet résonateur, air-pumping, phénomènes propagatifs locaux).

Les phénomènes vibratoires se situent plutôt en basses fréquences (inférieures à 1 kHz) alors que les phénomènes aérodynamiques ont lieu en hautes fréquences (supérieures à 1kHz).

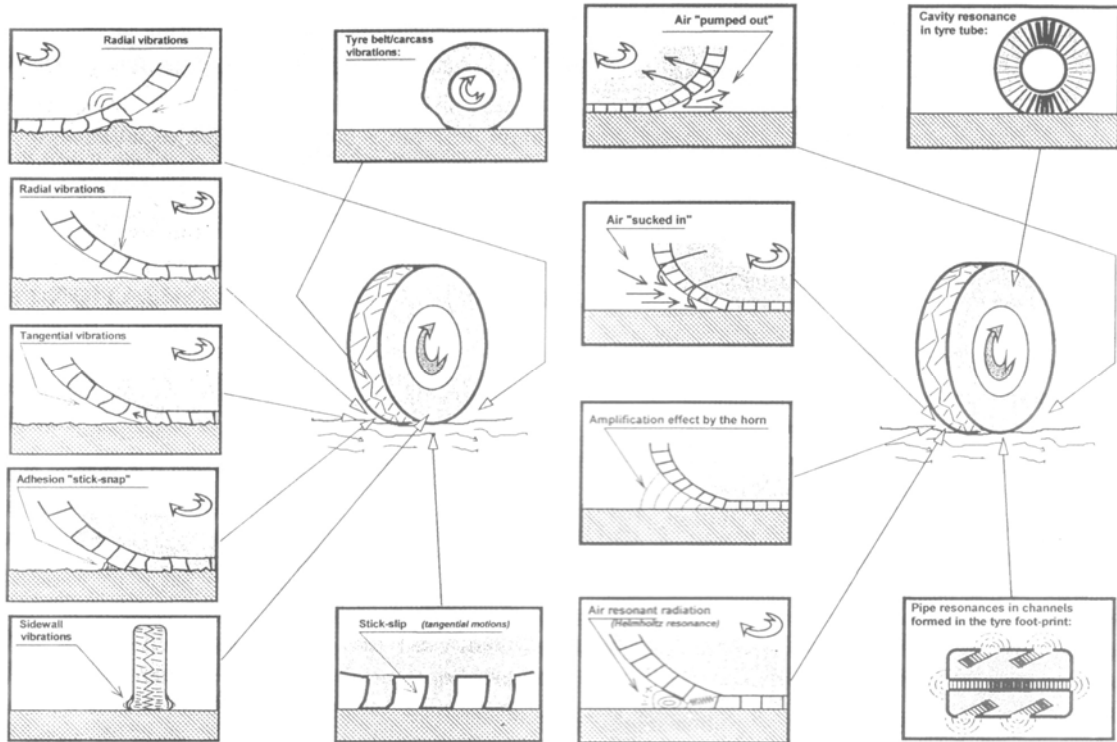


Figure 1.5 Mécanismes de génération de bruit de contact pneumatique/chaussée [6]

1.3.1 Bruit d'origine vibratoire

Au cours du roulement, le pneumatique se déforme afin d'envelopper les aspérités de la route. Cette déformation de la surface de roulement ou des flancs du pneumatique rayonne en basses fréquences. Des vibrations radiales dues à l'impact des pavés du pneumatique sur la chaussée s'ajoutent à cette émission pour rayonner principalement dans les basses et moyennes fréquences (200 Hz - 1 kHz).

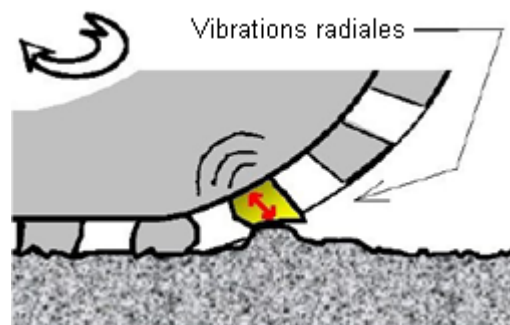


Figure 1.6 Bruit de choc répété un grand nombre de fois chaque seconde

En effet, ces bruits de chocs sont produits par les éléments du pneu qui heurtent la surface de chaussée à grande vitesse lors du déplacement de la roue (figure 1.6).

Au niveau du contact avec la chaussée, le pneumatique subit une excitation liée au profil de texture qui est le profil d'interaction de la bande de roulement avec la surface de la chaussée. Ainsi, le bruit issu de ce phénomène est d'autant plus important que la route est irrégulière du fait d'une forte texture de la surface de chaussée (mégatexture: les longueurs d'ondes spatiales sont comprises entre 0,5 mm et 10 cm).

Ces phénomènes à l'origine du bruit de roulement se produisent dans le domaine des basses et moyennes fréquences (125 à 1000 Hz). Ils sont localisés principalement à l'avant de l'aire de contact entre le pneumatique et la chaussée.

1.3.2 Bruit d'origine aéroacoustique

On peut distinguer deux catégories sous ce type de mécanismes :

- Des volumes d'air finis, emprisonnés dans les sculptures au niveau du contact entre le pneumatique et la chaussée, connaissent des fluctuations acoustiques qui se propagent au milieu environnant (figure 1.7). Ces fluctuations sont dues essentiellement aux résonances créées par les successions de cycles «compression-détente de l'air» lors de l'attaque et de la sortie des pavés de pneumatiques sur la chaussée (phénomène noté air pumping). Cette émission sonore se produit en hautes fréquences (supérieure à 1 kHz). Des vibrations de l'air ont lieu également dans les rainures du pneumatique entraînant un rayonnement acoustique (phénomène appelé pipe résonance ou résonance de Helmholtz). figure1.5
- Les résonances qui se passent à l'intérieur du pneumatique, appelé par les auteurs "cavity resonance". Une étude du problème a été menée par H. Yamauchi et Y. Akiyoshi [7]. Ils ont même proposé une technique pour réduire les pics des niveaux des fréquences de résonances, qui a abouti à un prototype de roue validé est confirmé avec succès (les figures 1.7, 1.8 et 1.9). Une autre étude assez détaillée sur le sujet a été menée par la suite par Molisani [8]

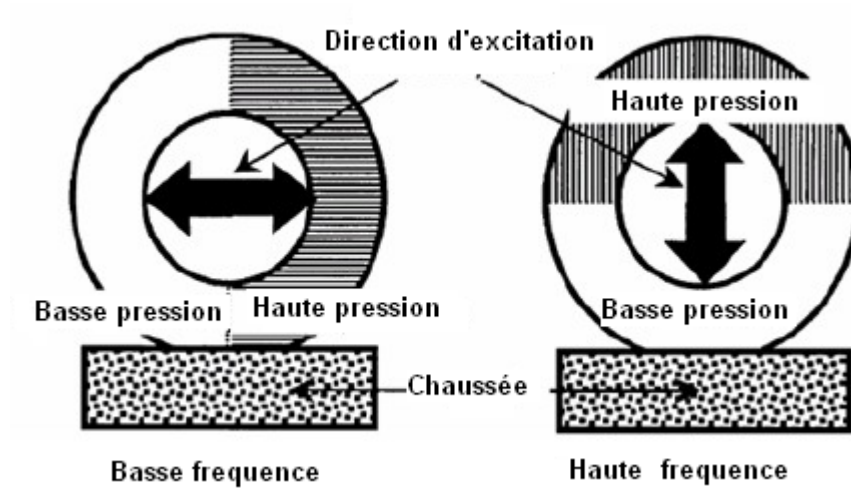


Figure 1.7 Résonance de cavité

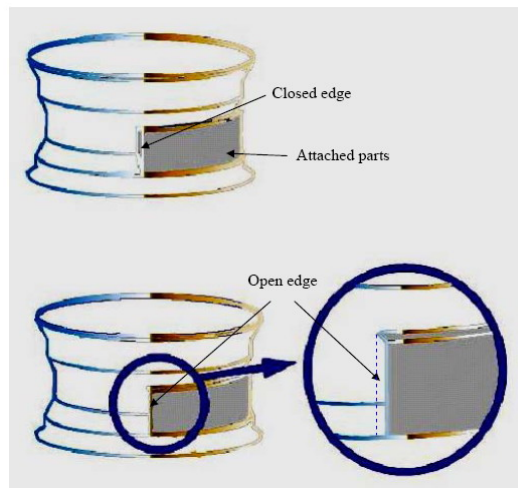


Figure 1.8 Le prototype de Yamauchi et Akiyoshi

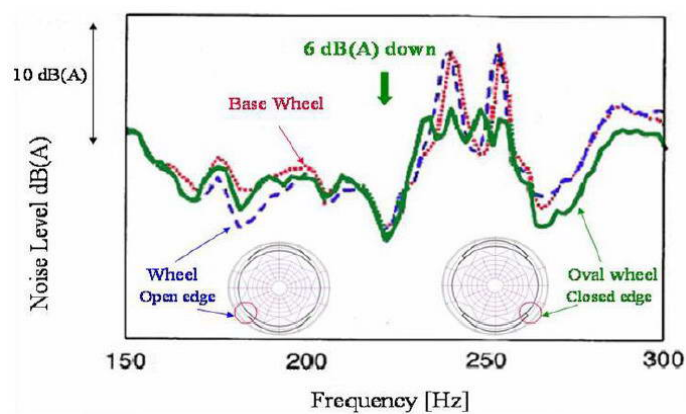


Figure 1.9 La diminution des pics de résonance de cavité par le prototype de Yamauchi Akiyoshi [7]

La part de ces deux types de bruit (vibratoire et aéroacoustique) représente environ 80 % de la puissance acoustique totale émise lors du processus routier. Deux autres origines de bruit, de moindre importance, peuvent être signalées :

- Le bruit aérodynamique engendré par la rotation libre de la roue dans l'air indépendamment de la surface de roulement. Des mesures ont été effectuées sur des trains rapides pour évaluer la puissance acoustique de ce type de source de bruit si bien que le bruit de turbulence ne devient important qu'à des vitesses supérieures à 200 km/h. Pour des vitesses courantes de véhicules (inférieures à 150 km/h), ce bruit devient négligeable [6].
- Les successions de cycles «adhérence-rupture d'adhérence» des pavés de gomme du pneumatique dans la zone de contact (phénomène noté "slip and stick") provoquent des résonances d'air générant des bruits en moyennes fréquences.

La part de ces deux types de bruit reste inférieure à 20 % de la puissance acoustique totale de l'étude du bruit routier. Il est à noter l'influence d'autres phénomènes d'amplification tels que l'effet dièdre (2D) ou de «cornet» (3D), ("Horn Effect" en Anglais). Cela correspond à une amplification du bruit de contact pneumatique/chaussée dans le dièdre formé par la partie courbée de la bande de roulement et la surface de la chaussée. Cet effet amplificateur existe essentiellement dans le cas où les deux surfaces en question sont considérées comme réfléchissantes. Bien que localement, le matériau constituant le pneumatique soit souple, sa surface est majoritairement considérée comme réfléchissante. Quant à la chaussée, suivant le revêtement (réfléchissant dans le cas du béton de ciment), le phénomène peut être atténué par l'utilisation d'une surface de roulement absorbante.

La part respective des différents mécanismes du bruit de roulement est actuellement mal connue du fait de la difficulté à considérer un mécanisme indépendamment des autres. Un modèle global de prévision du bruit tenant compte de l'ensemble des phénomènes mis en jeu pour un même pneumatique est absent dans la littérature. Le couplage des modèles isolés (propres à chaque mécanisme du bruit de roulement) semble difficile car les schémas existants sont plus qualitatifs que quantitatifs.

1.3.3 Paramètres d'influence sur le bruit de roulement

Le bruit de contact pneumatique-chaussée est fonction de plusieurs paramètres qui peuvent être classés en deux types :

- paramètres d'utilisation,
- paramètres de conception,

1.3.3.1 Paramètres d'utilisation

Les principaux paramètres liés à l'utilisation du pneumatique sont :

- La vitesse du véhicule où de nombreuses études arrivent au même type de formulation à savoir que le niveau maximum de bruit global pondéré au passage d'un véhicule varie de manière logarithmique en fonction de sa vitesse :

$$L_{AMax} = a \cdot \log V + b \quad (1.1)$$

où a et b sont des constantes pour des configurations de pneumatique et de revêtement fixées.

- Le poids du véhicule, qui peut être assez significatif pour des poids lourds. En effet, l'augmentation de la charge du véhicule produit une augmentation du niveau de bruit de roulement.

- La pression de gonflage du pneumatique : le niveau de bruit augmente avec la pression de gonflage.

Les conditions météorologiques liées à l'utilisation de la chaussée peuvent également être prises en compte dans le bruit de roulement. En effet l'état d'humidité de la chaussée est un paramètre influant sur le bruit. Ce dernier se trouve augmenté lorsque la chaussée est mouillée, en raison du bruit provoqué notamment par les projections d'eau (bruit de l'accélération des gouttes d'eau dans l'air). En général, la présence d'eau provoque une augmentation du niveau de bruit qui peut atteindre 10 dB (A) selon le type de pneumatique, le revêtement ou la vitesse considérée. Cette augmentation se situe essentiellement en hautes fréquences (supérieure à 2 kHz) comme indiquée sur la figure 1.10 [3]

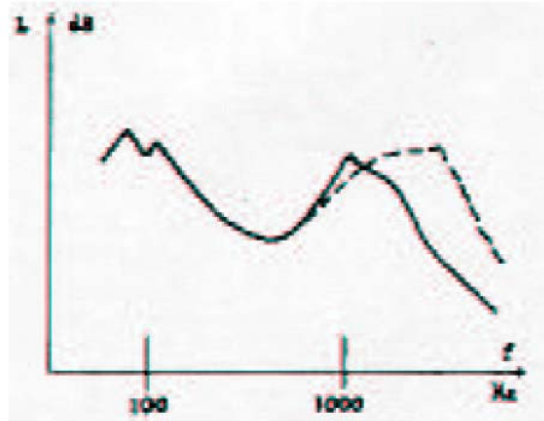


Figure 1.10 Comparaison du spectre du bruit de contact pneu-chaussée sur une: route sèche (trait plein), mouillée (pointillé) [3]

1.3.3.2 Paramètres de conception

1.3.3.1.1 Du pneumatique

Le pneumatique est une structure qui se compose principalement de trois parties, comme indiqué sur la figure 1.11:

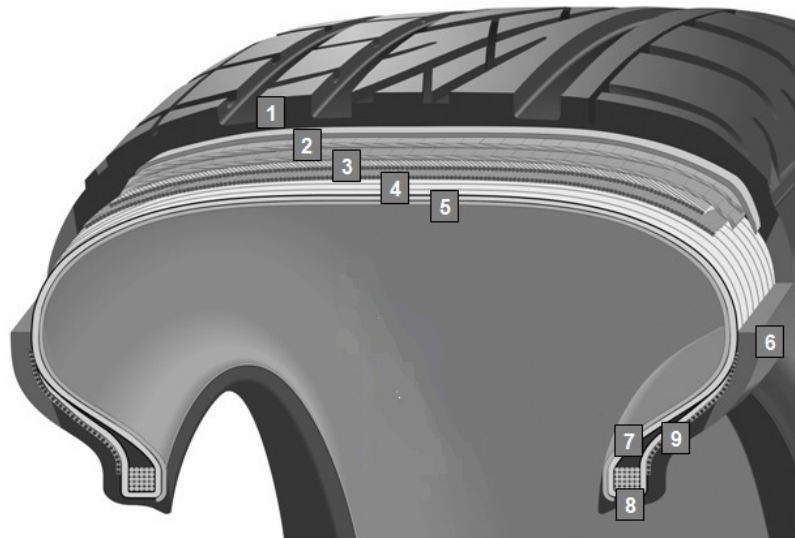


Figure 1.11 Différentes parties d'un pneumatique

- 1 - la bande de roulement qui est la surface qui entre en contact avec le sol lors du déplacement,
- 6 - les flancs, partie plus souple, qui constituent la zone la plus externe des côtés du pneu,
- 8 - le talon ou bourrelet qui repose sur la jante de la roue.

Seul lien entre le véhicule et le sol, la bande de roulement joue un rôle capital :

- des qualités d'adhérence
- de résistance à l'usure
- de silence dans le roulement
- et de faible résistance à l'avancement

Le choix du mélange constituant le pneumatique et le dessin de la bande sont à la base de la conception d'une bande de roulement.

Influence des paramètres géométriques du pneumatique

Dans [4], Fadavi cite les travaux de Ejsmont sur l'influence des paramètres géométriques d'un pneumatique sur le bruit émis. La figure 1.12 résume les dimensions importantes d'un pneumatique.

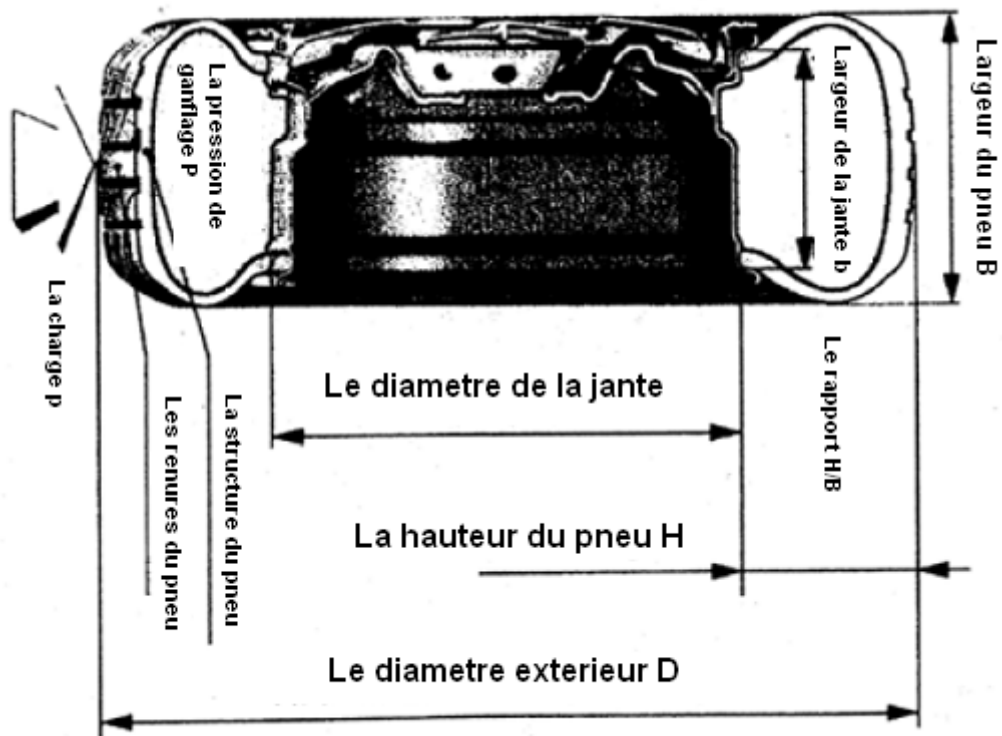


Figure 1.12 Les dimensions importantes d'un pneumatique [5]

Selon l'auteur, il est impossible de déterminer l'influence de la variation de l'un de ces paramètres en gardant les autres constants. Par exemple, pour tester l'influence de la largeur du pneumatique, on peut garder le diamètre extérieur D constant, mais le diamètre de la jante d et les autres grandeurs changent nécessairement. Par ailleurs, la variation de chaque paramètre entraîne un changement de la forme des patins de gomme, ce qui influence sur le bruit émis.

1.3.3.1.2 De la chaussée

La nature des chaussées est un facteur dont l'influence domine celle des pneumatiques. Entre les pneumatiques les plus silencieux et ceux les plus bruyants, les écarts sont de l'ordre de quelques dB(A). En revanche l'utilisation de différentes chaussées ont mis en jeu des écarts qui peuvent atteindre 10 dB(A)

La chaussée est une structure qui se compose de plusieurs couches dont la plus superficielle, probablement la plus importante du point de vue acoustique, est la couche de roulement. Cette dernière est composée d'un agglomérat de cailloux (les granulats) enrobés dans un liant. La gamme des revêtements routiers est obtenue en jouant sur les propriétés et proportions de ces deux composants. Il est reconnu que, en ce qui concerne le revêtement de chaussée, les paramètres d'influence sur le bruit sont:

- la texture géométrique de la surface: c'est un paramètre primordial car des différences de bruit ont pu être constatées pouvant aller jusqu'à 10 dB(A) selon le type de revêtement. Une forte macrotexture est favorable à l'adhérence mais défavorable au bruit de contact pneumatique chaussée car elle augmente le bruit d'impact du pneumatique sur les indentations de la chaussée (figure 1.6). Mais d'autre part, U.Sandberg (voir [6]) montre qu'il existe une corrélation négative entre la macrotexture et les niveaux sonores émis en haute fréquence, car une forte macrotexture pour des dimensions inférieures à 5 mm réduit le phénomène d'air-pumping par réduction du contact entre le pneumatique et la chaussée. Pour prendre en compte de façon plus réaliste l'effet de la texture sur le bruit, des modèles d'enveloppement du pneumatique (tel que le modèle de Hamet [9] et [10]) par la surface de chaussée à savoir la détermination d'un profil de texture sont en développement.

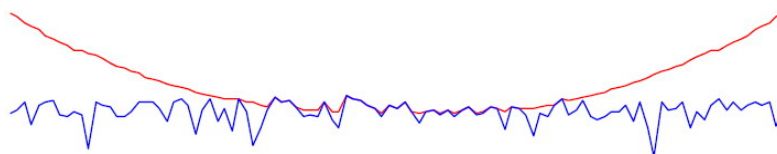


Figure 1.13 Illustration de l'enveloppe pneumatique sur le profil de la texture de la chaussée

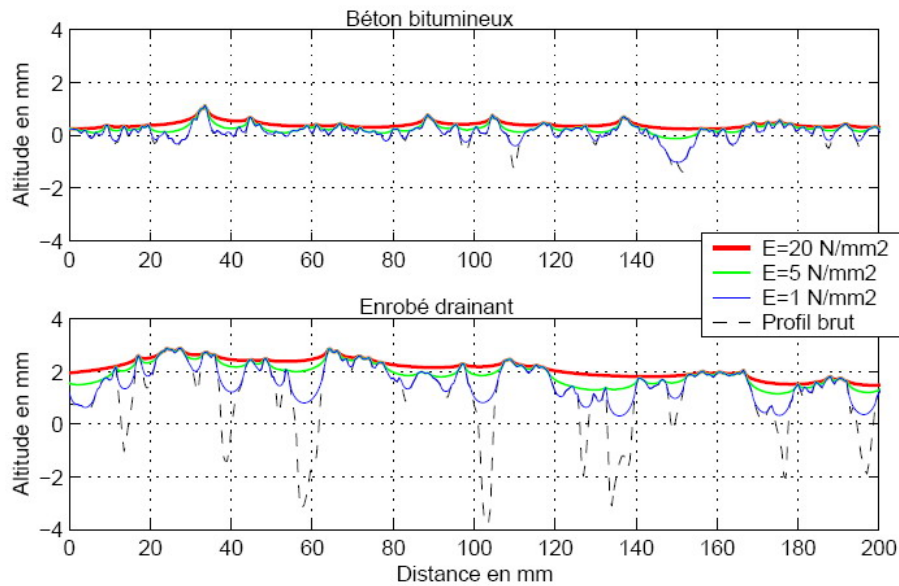


Figure 1.14 Exemple de l'enveloppement du profil en fonction du module d'élasticité E

- la porosité et le coefficient d'absorption: Depuis plusieurs années des surfaces routières drainantes sont mises en oeuvre. Ces revêtements présentent une forte porosité (environ 20 %). Outre leur capacité à drainer l'eau et à réduire la glissance et la projection d'eau, ils présentent beaucoup d'avantages sur le plan acoustique:
 - ❖ ils diminuent l'émission sonore
 - ❖ ils absorbent le bruit lors de sa propagation.

En effet, ces surfaces absorbantes réduisent le bruit de roulement par la réduction du phénomène d'air-pumping en raison de la communication entre les vides de la chaussée, qui en conséquence, n'emprisonnent pas d'air (phénomène observé essentiellement en hautes fréquences). De plus, l'énergie sonore s'atténue au cours de sa propagation au-dessus de la surface routière absorbante qui, en outre, permet de réduire l'effet dièdre et donc, d'un point de vue global, le bruit reçu à proximité de la route.

- la rigidité mécanique, dans une moindre mesure: Très peu de travaux ont porté sur ce paramètre dans le cadre du bruit de roulement. La rigidité de chaussée est souvent négligée au profit de la texture géométrique et de l'absorption de la surface routière. Cependant son rôle, n'a pas été clairement établi jusqu'aux travaux de A.Houari. Au sein du laboratoire LCPC, l'auteur a montré que la rigidité de chaussée influe sur la réponse dynamique de la chaussée de manière significative mais n'influe pratiquement pas sur celle du pneumatique. Or la contribution du

rayonnement de la chaussée est négligeable devant celle du pneumatique. Il en résulte donc un effet très limité de cette rigidité sur le bruit global.

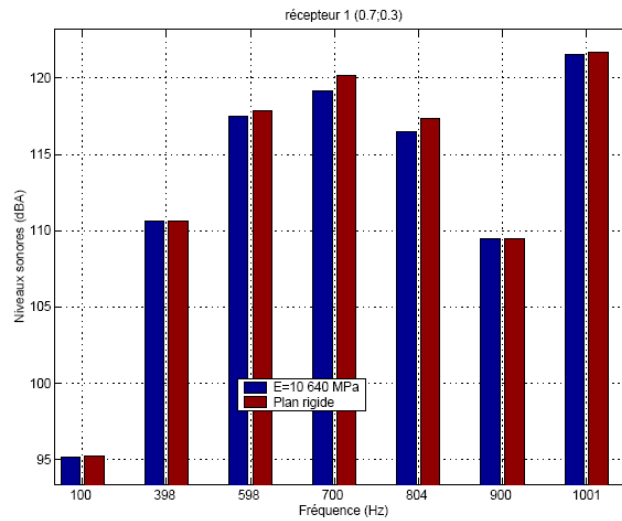


Figure 1.15 Niveaux sonores calculés pour deux valeurs de rigidité de chaussée à 0.4 m du pneu et à 0.3 m du sol (récepteur 1) A. Houari [3]

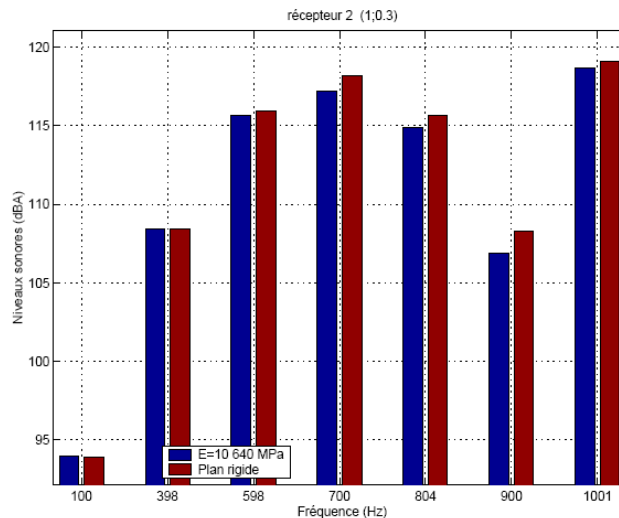


Figure 1.16 Niveaux sonores calculés pour deux valeurs de rigidité de chaussée à 0.7 m du pneu et à 0.3 m du sol (récepteur 2) A. Houari [3]

1.4 Modélisation du bruit de roulement

Le bruit de contact entre le pneumatique et la chaussée est le fruit principalement de phénomènes vibratoires du pneumatique et du rayonnement sonore qui l'accompagne. Il est le siège de nombreux phénomènes. La part respective des différents mécanismes du bruit de roulement est actuellement mal connue du fait de la difficulté à considérer un

mécanisme indépendamment des autres. Il n'existe pas de modèle global de prévision de ce bruit tenant compte de l'ensemble des paramètres entrant en jeu, du fait de la complexité de ce problème.

La compréhension du bruit de roulement implique le développement des modélisations permettant d'établir des relations quantitatives entre les caractéristiques de la chaussée et du pneumatique et le bruit mesuré au passage. Si des recherches ont été entreprises dès les années 70, les modélisations se sont surtout fortement développées à partir des années 90.

Dans [11] J.F Hamet cite une classification des modèles. Ils sont en trois catégories :

- Les modèles purement statistiques
- Les modèles Purement déterministes
- Les modèles hybrides

La modélisation statistique vise à établir les relations entre les quantités mesurées. Le plus connu est celui de Sandberg et Descornet.

La modélisation déterministe utilise une représentation physique des phénomènes mis en jeu pour évaluer le bruit de roulement. Un exemple est le modèle analytique proposé par Kropp.

La modélisation hybride est une combinaison des deux approches. Pour établir la relation texture/bruit par exemple, on évalue les forces de contact mises en jeu (en utilisant un modèle physique), puis d'établir les relations les relations entre les spectres de forces et le spectre de bruit au passage (modèle statistique). La première tentative semble être due à Clapp.

Les modélisations physiques sont appropriées à la compréhension des phénomènes et aux études de sensibilité, les modélisations hybrides sont mieux adaptées aux besoins des industriels.

Quant à la chaussée, elle intervient souvent comme une condition d'excitation du pneumatique et très peu d'auteurs s'intéressent à sa réponse vibratoire ainsi qu'à son rayonnement. Cependant, des études de dynamique de chaussées existent et leurs domaines d'application sont l'auscultation des chaussées (écoute du bruit), mais l'aspect rayonnement acoustique de la chaussée est presque absent dans la littérature [3]

1.4.1 Modélisation du pneumatique

Les premières études expérimentales, où l'on déterminait les modes et fréquences propres d'un pneumatique sans contact, datent des années 60. Des études théoriques traitant des caractéristiques vibratoires du pneumatique ont été menées par la suite. Elles peuvent être classifiées de la sorte:

1.4.1.1 Modèle mathématique de l'anneau supporté élastiquement:

L'approche de base consiste à considérer la bande de roulement du pneumatique comme un anneau ou une poutre précontrainte alors que les flancs agissent comme une fondation élastique. Bien que le modèle représente une simplification du pneumatique, il permet d'étudier les vibrations radiales et les effets dynamiques de la bande de roulement. L'approche souvent adoptée pour l'étude de la dynamique du pneumatique est une analyse modale qui permet d'avoir un profil vibratoire sur les fréquences propres du pneumatique [12] [13].

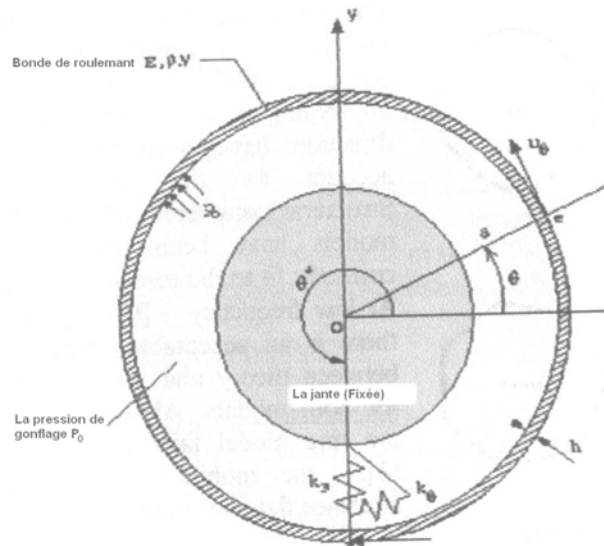


Figure 1.17 Le modèle d'anneau circulaire

Cette approche s'accompagne d'études expérimentales qui montrent que seuls les premiers modes s'établissent dans le pneumatique. A des fréquences d'excitation plus élevées les ondes s'amortissent rapidement.

Kropp, en 1989, reprend le modèle de Boehm et étudia l'anneau à 2D pour déterminer son comportement vibratoire ainsi que son rayonnement. Il conclut que le modèle d'anneau donne une bonne description des propriétés vibratoires d'un pneumatique lisse de 0 à 400 Hz. Il montra que pour des fréquences inférieures à 250 Hz, la bande de roulement se comporte comme un ressort sous tension et qu'entre 250 et environ 400 Hz, elle se comporte comme une poutre (figure 1.18).

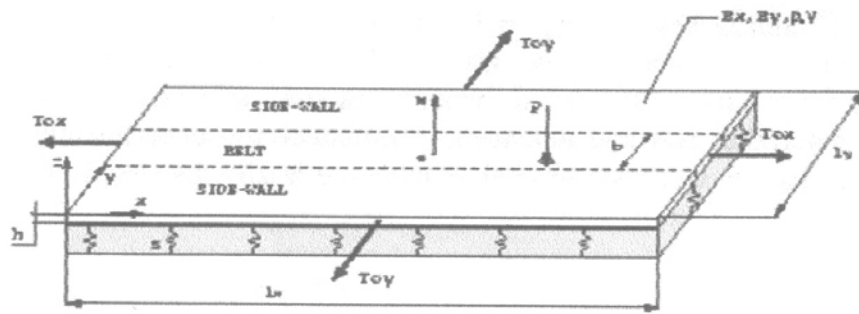


Figure 1.18 Le modèle de la plaque orthotrope

En hautes fréquences (400 — 2000 Hz), la bande de roulement d'un pneumatique admet une admittance d'entrée similaire à celle d'une plaque mince. Cela signifie que le pneumatique est un guide d'onde bidimensionnel avec des ondes se propageant dans toutes les directions. Pour tenir compte de ces propagations, W. Kropp introduit le modèle de «plaque orthotrope» où la ceinture et les flancs sont représentés par une plaque [14].

1.4.1.2 Modèle de membrane ou de coque (modèle analytique):

Le modèle de membrane ou de coque est une extension 2D de l'approche ressort-anneau dans laquelle la structure du pneumatique est régie par la théorie des coques. La particularité de cette approche par le modèle de coque est l'étude macroscopique des pneumatiques notamment ceux d'un avion. Soedel fut le premier, à l'aide d'une structure de coque linéaire et par une approche modale, à analyser la déflexion du pneumatique sollicité par les forces issues de la chaussée [3]. Il montre que les premières fréquences propres sont assez rapprochées dans la bande de fréquence 60 - 200 Hz.

1.4.1.3 Modèle d'éléments finis:

L'approche par éléments finis apparaît comme la plus adéquate pour la détermination éventuelle de tout le comportement mécanique du pneumatique. Elle peut apporter une meilleure connaissance des distributions des efforts et des contraintes. Ainsi plusieurs auteurs considèrent le pneumatique comme une membrane toroïdale et utilisent un modèle d'éléments finis pour obtenir les fréquences et modes propres [13].

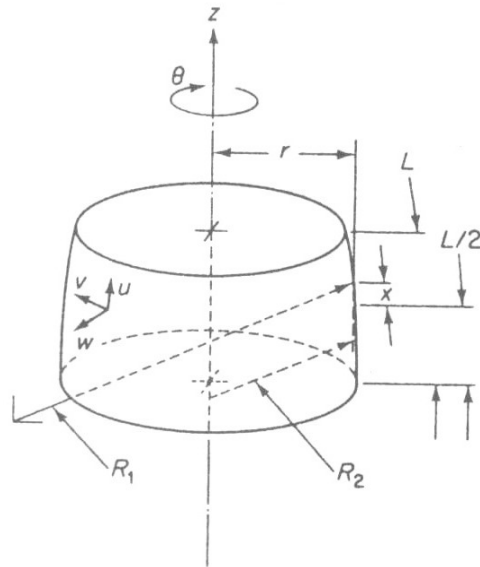


Figure 1.19 Elément fini coque axisymétrique

DYNAMIC ANALYSIS OF A RADIAL TIRE

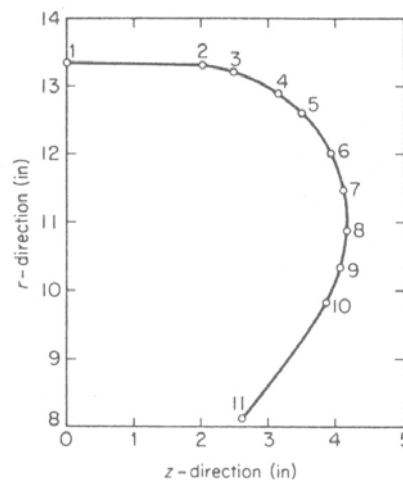


Figure 1.20 Modèle élément fini du HR-78-15 [13]

Chang utilise une approche par expansion modale sur un modèle d'éléments finis de coque axisymétrique à double courbure afin de déterminer la réponse dynamique linéaire d'un pneumatique à structure radiale [13].

Le rayonnement acoustique du pneumatique est souvent déterminé à partir de la connaissance de la vitesse de surface de la structure. A partir de la connaissance du champ de vitesse de la surface de l'enveloppe du pneumatique, on prédit le rayonnement de la structure (étude basée sur la méthode des éléments de frontière).

1.4.1.4 Prise en compte du contact avec la chaussée

La majorité des études sur la réponse dynamique du pneumatique ne considéraient pas celui-ci en contact avec la chaussée. Soedel et Prasad tentèrent d'utiliser les vecteurs propres du pneumatique libre pour calculer les modes et fréquences propres du pneumatique en contact avec le sol [15]. Cependant, dans leur approche, la rotation du pneumatique n'a pas été prise en compte. Pour prendre en compte l'effet d'écrasement dans cette approche, ils proposent une méthode analytique de passage du pneu libre au pneu écrasé dite 'de la réceptance' figure 1.21.

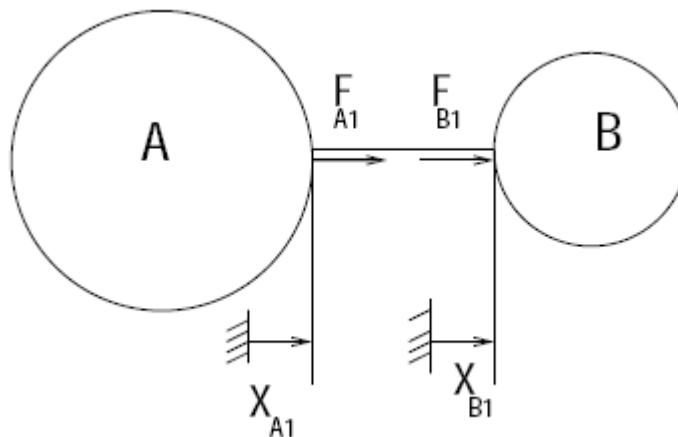


Figure 1.21 Méthode de la réceptance [15]

La plus part des auteurs qui considèrent le contact entre le pneumatique et la chaussée, le supposent en général ponctuel. La chaussée, quant à elle, est supposée rigide. Par ailleurs, certains auteurs découplent le problème en s'intéressant à la zone de contact.

D'une étude à l'autre, la nature de la source d'excitation est généralement arbitraire. Pour rendre plus réaliste la nature de l'excitation, il faudrait prendre en considération la rugosité de la chaussée qui semble être la première cause d'excitation du pneumatique. La connaissance de l'influence des propriétés de la chaussée sur le bruit de contact pneumatique/chaussée est essentiellement empirique. Les essais se font le plus souvent en vraie grandeur car le modèle réduit n'est pas forcément possible d'un point de vue réalisation. Deux grandes familles d'essais peuvent être distinguées : les essais en laboratoire, adaptés à l'étude du pneumatique, et les essais sur routes, adaptés à l'étude de la chaussée.

Pour que les modèles soient plus réalistes ils doivent s'adapter aux différentes catégories de fréquences:

1.4.1.4.1 Les basses fréquences: En basses fréquences (en dessous de 400 Hz), les longueurs d'ondes sont grandes par rapport au rayon de courbure et à l'épaisseur de la plaque. La constitution interne du pneumatique peut être considérée comme homogène. Ce qui est important dans cette zone de fréquence est surtout la géométrie du pneumatique et le couplage entre le mouvement radial et tangentiel. Le comportement d'oscillation est principalement déterminé par la tension longitudinale. Pour cette zone de fréquence, le modèle d'anneau circulaire de Bôhm modifié (modèle de Kropp) qui se comporte comme un conducteur d'onde unidimensionnel semble décrire de manière satisfaisante le comportement vibratoire du pneumatique et la propagation des ondes sur la carcasse.

1.4.1.4.2 Les moyennes fréquences: De 400 à 2500 Hz, les longueurs d'onde sont de l'ordre de la largeur de la carcasse, cependant elles sont encore grandes par rapport à l'épaisseur de la carcasse. La constitution interne du pneumatique reste homogène. L'influence du rayon de courbure peut être négligé. En revanche en raison d'un amortissement élevé à l'intérieur de la carcasse, les ondes qui se propagent autour du pneumatique ou bien qui sont réfléchies par les parties latérales de la jante perdent, lors de la propagation, tant d'énergie qu'on peut les négliger. Cela permet de modéliser la structure finie du pneumatique par un système qui semble infini.

Un modèle possible est le modèle de la plaque orthotrope qui décrit le mouvement radial de la carcasse. En négligeant la courbure, on peut présenter la carcasse et les flancs comme une plaque, qui en raison de la pression interne, est sous tension. On néglige les mouvements tangentiels ainsi que les non-homogénéités de la carcasse.

1.4.1.4.3 Les hautes fréquences: En raison de l'amortissement élevé, les conditions aux limites ne jouent plus aucun rôle. La courbure de la carcasse peut donc être négligée. Au delà de 2500 Hz, les longueurs d'onde ne sont plus grandes par rapport à l'épaisseur de la carcasse. C'est pourquoi la constitution interne, qui est la carcasse proprement dite, devient de plus en plus importante. Un modèle possible est "le modèle des deux couches". Puisque les longueurs d'onde sont petites devant le rayon de courbure, on peut imaginer la structure interne du pneumatique comme constituée de deux couches. La première représentant la carcasse constituée d'acier. La deuxième est beaucoup plus épaisse et est en caoutchouc. Les deux couches ont des raideurs et des facteurs de perte différents. L'ensemble du système repose de façon élastique sur une jante rigide (voir la figure 1.18).

1.4.2 Modélisation de la chaussée

Une description très complète de la chaussée et sa modélisation a été présentée par A. Houari [3].

La chaussée est une structure multicouches mise en oeuvre sur un ensemble appelé plate-forme support de chaussée constituée du sol terrassé ou du sol support surmonté en général d'une couche de forme. Les différentes couches qui forment la structure de chaussée proprement dite sont les couches d'assise (fondation et base) et la couche de surface.

Il existe une grande diversité de structures de chaussée qu'on peut caractériser par:

- des chaussées souples
- des chaussées bitumineuses épaisses
- des chaussées à assises traitées aux liants hydrauliques
- des chaussées à structure mixte
- des chaussées à structure inverse
- des chaussées en béton de ciment

La majorité des études sur le bruit de roulement abordent le problème du point de vue du pneumatique. Cette tendance se confirme actuellement puisque 2/3 environ de la littérature sur le sujet a concerné le pneumatique. La réponse dynamique de la chaussée, dans le cadre du bruit de roulement, est traitée uniquement par Bennerhult (1979), Lucquiaud (1988) et Houari (2002). Quant au rayonnement de la chaussée, selon Houari, il est le seul traitant.

Un bref aperçu sur les différents modèles est cité ci-dessous.

1.4.2.1 Modèles structurels de chaussées en statique

Les paramètres intrinsèques de la chaussée pris en compte dans ces modèles sont le coefficient de Poisson, la densité volumique et la rigidité; cette dernière étant caractérisée par le module d'Young statique. Par ailleurs, les hypothèses de linéarité, d'élasticité et d'isotropie des matériaux constituant la chaussée sont adoptées en général.

1.4.2.1.1 Modèles pour les chaussées de type souple (massif semi-infini)

Il s'agit du modèle de Boussinesq (1985). Partant du constat que la pression q_0 (qui est de l'ordre de 0,2 à 0,7 MPa) exercée par le pneumatique est répartie par la chaussée aussi,

et afin de déterminer les déplacements et les contraintes pour un massif semi-infini par un calcul en statique (figure 1.13), les hypothèses suivantes sont formulées :

- la charge appliquée à la chaussée est représentée par une pression q_0 uniformément répartie sur une aire circulaire de rayon a ;
- le sol support est supposé élastique homogène, linéaire et isotrope.

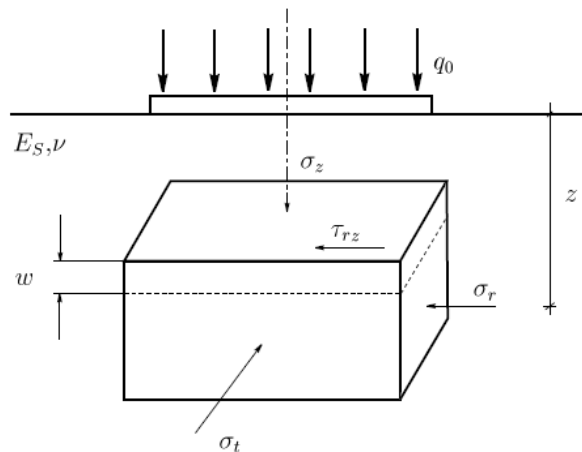


Figure 1.22 Représentation d'un massif semi-infini

Les expressions de la contrainte verticale σ_z , la contrainte radiale σ_r , les déplacements w ainsi que la déflection w_0 , sont déterminées tous sur l'axe vertical

1.4.2.1.2 Modèles pour les chaussées de type souple (modèle multicouche)

Il s'agit du modèle de Odemark et Kirk (1961) et le modèle de Palmer et Barber (1970). La charge sur la chaussée est représentée par une pression uniforme appliquée sur une aire circulaire. La chaussée est composée de plusieurs couches. Dans le premier modèle n couches et dans le deuxième, $(n-1)$ couches horizontales surmontant un massif semi-infini.

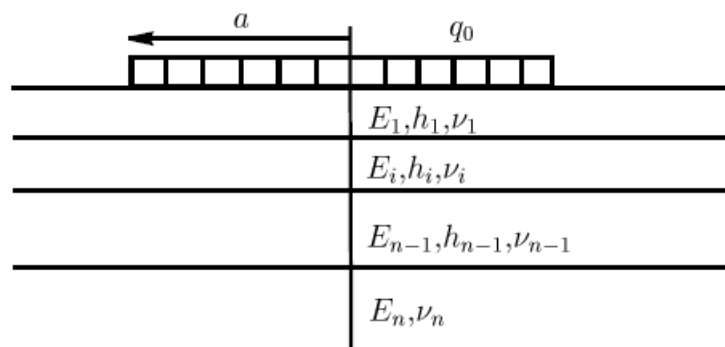


Figure 1.23 Représentation d'un milieu multicouche

1.4.2.1.3 Modèles pour les chaussées de type rigide (modèle bicouche de Westergaard)

Partant du principe que l'hypothèse d'un massif de Boussinesq pour support de la chaussée n'est qu'une hypothèse simplificatrice, Westergaard (1943) adopte pour le sol une autre hypothèse simplificatrice, qui a le mérite de faciliter les calculs.

Outre l'hypothèse de plaque mince pour la chaussée, le sol-support est assimilé à un assemblage de ressorts dont le déplacement vertical w en un point est proportionnel à la pression verticale σ_z en ce point, soit $\sigma_z = kw$. Les déplacements sont déterminés à l'aide des hypothèses suivantes :

- La charge P est appliquée sur une aire elliptique de demi-axes a et b .
- La chaussée est une dalle homogène, isotrope et élastique de module d'Young E et de coefficient de Poisson ν , son épaisseur h est constante.
- Le sol constamment en contact avec la dalle est caractérisé par son module de réaction k .

L'auteur donne la déflexion en un point M de coordonnées (x,y) pour une charge située à l'intérieur de la dalle (figure 1.24), ainsi que pour d'autres cas particuliers.

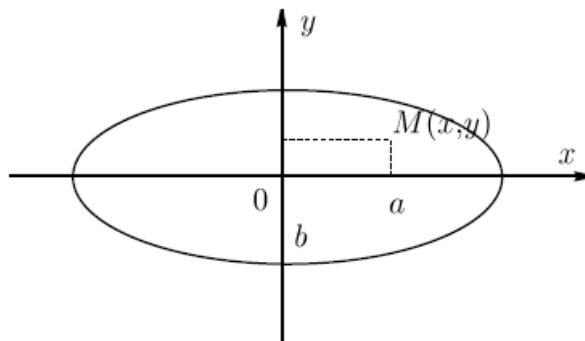


Figure 1.24 Représentation d'une charge elliptique

1.4.2.1.4 Analogie déflexion de surface/détente d'un ressort

Hamet (1988) a élaboré une approche du comportement de la chaussée où cette dernière est considérée comme un ensemble de ressorts. Cette approche, par des ressorts équivalents, s'inspire du modèle de pneumatique de Kropp (1996) où la gomme de la bande de roulement est modélisée par des ressorts indépendants et introduite dans un modèle d'interaction.

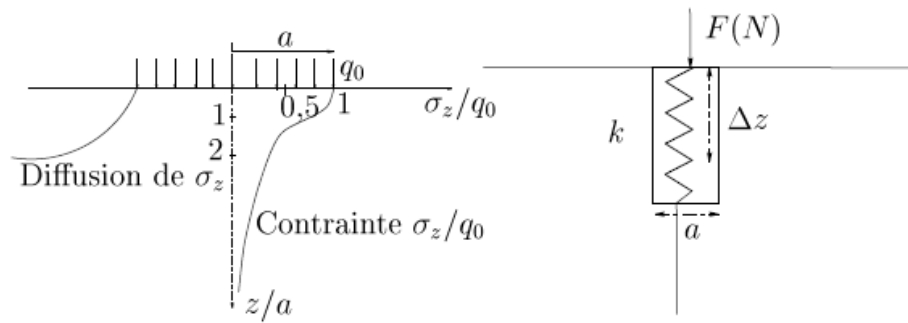


Figure 1.25 Diffusion des pressions dans un massif selon Boussinesq (à gauche) et ressort équivalent (à droite)

1.4.2.2 Modèles rhéologiques de chaussée

Afin de rendre compte du comportement des enrobés bitumineux, de nombreux modèles rhéologiques sont utilisés :

Modèle de BURGER: Ce modèle rend globalement bien compte du comportement viscoélastique des enrobés bitumineux pour une fréquence et une température données.

Modèle de Huet (1963): C'est un modèle analogique qui associe en série un ressort et deux amortisseurs.

Modèle de Huet-Sayegh (1996): Le modèle de Huet a été adapté par Sayegh par l'ajout d'un ressort en parallèle de très faible rigidité comparée au premier permettant d'améliorer la modélisation du comportement.

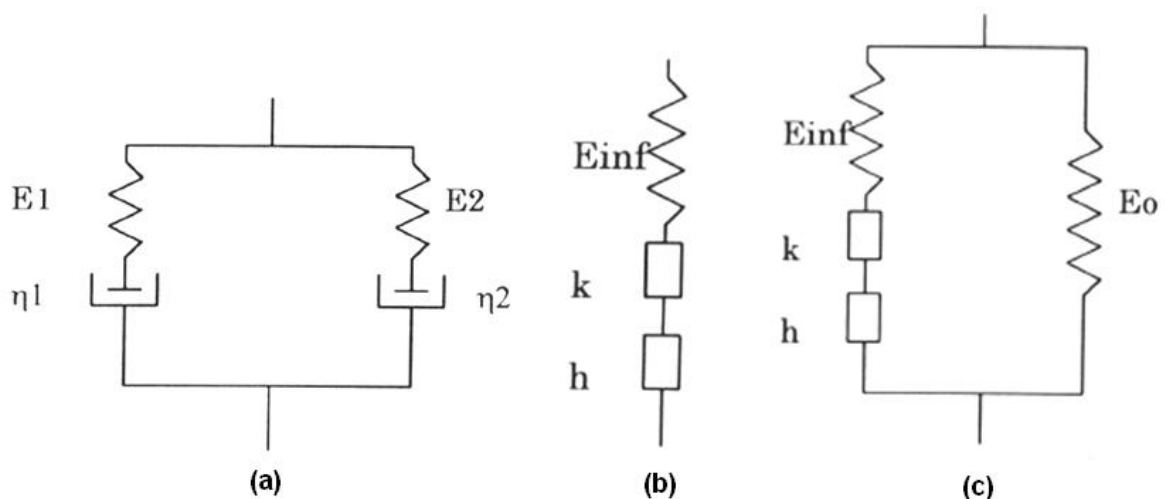


Figure 1.26 Modèle de BURGER (a), Modèle de Huet (b), Modèle de Huet-Sayegh

1.5 Modélisation du contact d'un pneumatique sur une chaussée rugueuse:

Le contact entre le pneumatique et la chaussée n'étant pas toujours complet, le phénomène d'interaction est non linéaire. Les caractéristiques de chaussée intervenant dans

le bruit de roulement sont principalement la texture, l'absorption acoustique et la raideur de contact.

Plusieurs modèles sur le comportement mécanique du contact ont été proposés. Une bonne partie est adaptée aux légers chargements et les autres modèles étudient les chargements plus grands donc avec une déformation plastique des aspérités.

Le problème de contact comme nous le considérons de nos jours a ses origines dans le dernier quart du 19ème siècle, l'évaluation des tensions de contact de deux solides élastiques a été proposé par Hertz [6] et [13]. De plus amples détails sont donnés au chapitre 3 consacré à ce problème.

Fujikawa [16] propose un modèle qui calcule les forces d'excitation entre un pneumatique lisse et une chaussée rugueuse. Il suppose que le contact est un contact hertzien entre la bande de roulement et les bords des aspérités. La bande de vibration est estimée par le calcul des forces d'excitation en utilisant les réponses fréquentielles de la bande de roulement. Les paramètres de la rugosité de la chaussée sont obtenus à partir du profil de la chaussée mesuré en utilisant un "laser profil meter" qui a permis d'évaluer l'intervalle dx , la hauteur h_A , et le rayon r_A de chaque aspérité (figure 1.27)

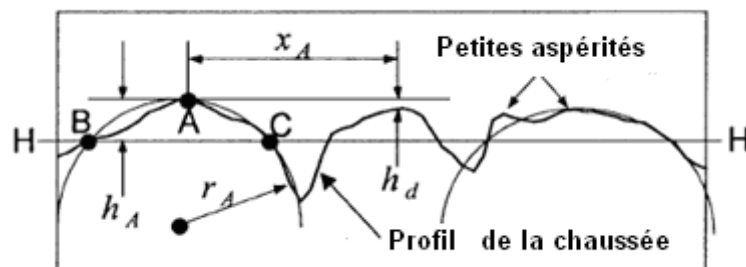


Figure 1.27 Paramètres obtenus à partir du profil de la chaussée

La vitesse de roulement étant supposée constante, la position d'une aspérité quelconque est donnée par la relation : $x = V t$

En se basant sur ces suppositions, ils obtiennent :

$$F_A = \frac{4E^* \sqrt{r_A}}{3} \left(h_A - h_B - \frac{r_z (x_M - V t)^2}{2r_x^2} \right)^{3/2}$$

$$\sum_{i=1}^n F_{Ai} = P_M$$

Où n est le nombre d'aspérités dans la surface de contact. P_M est la force totale de contact dans la région B , et h_M est la hauteur de la ceinture dans la région B (ligne droite).

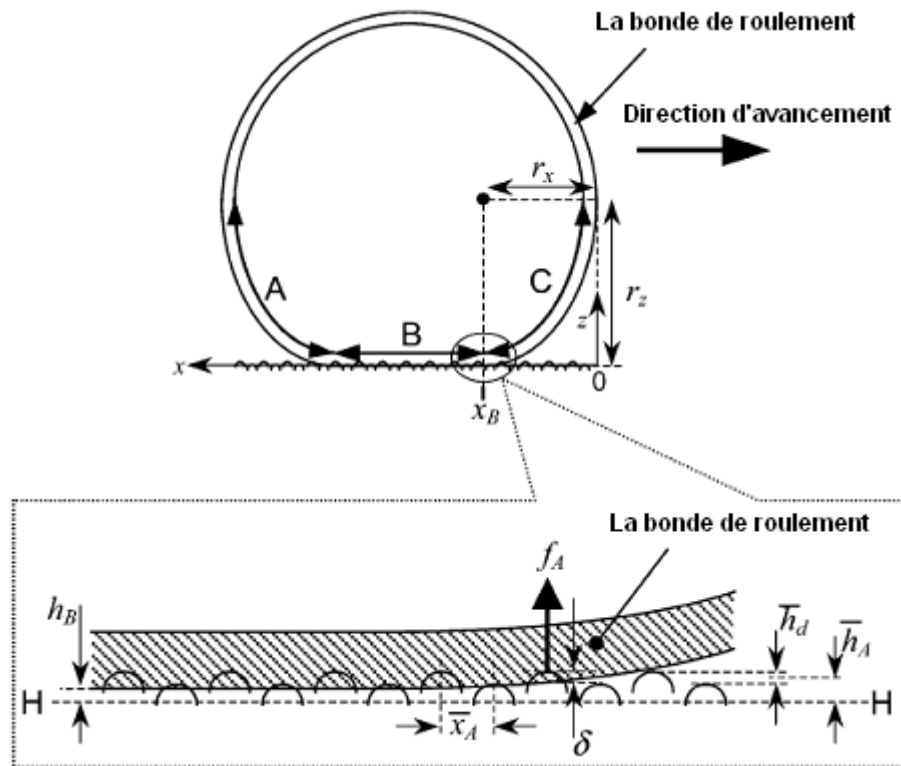


Figure 1.28 Modèle du pneumatique

Dans [5], A. Sameur, apporte une contribution à l'étude des forces de contact engendrées par l'influence de la rugosité de la chaussée. Il a développé un modèle semi analytique 3D validé par la suite expérimentalement pour un contact ponctuel élastique et viscoélastique avec différentes formes de pointes de contact. La validation expérimentale et numérique du modèle pour un contact multipoints élastique a été abordée. Il a terminé par une application de cette méthode pour résoudre un problème de contact sur des profils de chaussées type.

1.6 L'effet dièdre

1.6.1 Introduction

Les réflexions acoustiques entre les surfaces de la chaussée et du pneumatique font qu'au point d'observation les ondes acoustiques ainsi réfléchies s'ajoutent en amplitude et en phase. Le rayonnement d'une source acoustique dans l'espace situé entre la chaussée et le pneumatique engendre un champ de pression différent de ce qu'il serait en champ libre.

La directivité (effet de concentration du rayonnement dans une direction privilégiée) est modifiée par ce dièdre formé par le pneumatique et la chaussée à l'entrée et à la sortie de la zone de contact. L'effet dièdre, ou "Horn Effect" en anglais, peut changer l'amplification de façon importante. Ce phénomène a été développé par W. Kropp dans son modèle prédisant le bruit de contact pneumatique/chaussée [17].

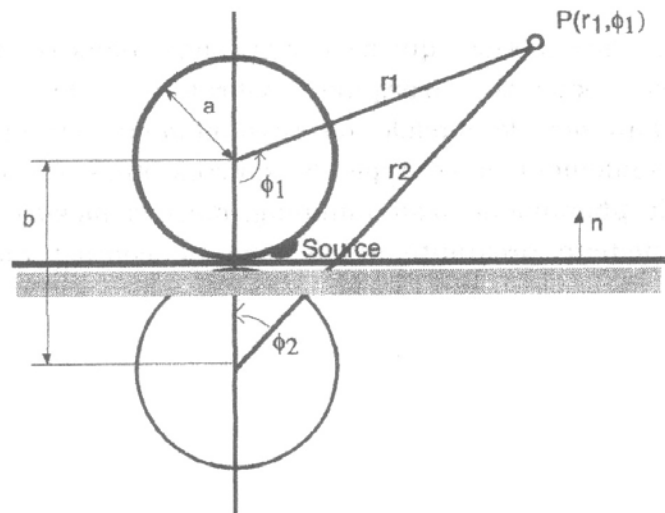


Figure 1.29 Modélisation de l'effet dièdre par la méthode des sources images

La modélisation analytique de l'effet dièdre n'est possible dans le cas 2D, que pour un cercle au dessus d'une chaussée parfaitement réfléchissante et pour le cas tridimensionnel, que pour une sphère reposant sur un plan parfaitement réfléchissant.

Le problème peut être étudié par la méthode des éléments de frontière (BEM) telle que l'étude de Fadavi [4], ou par les méthodes géométriques, dites aussi méthodes des rayons comme l'étude de Kuo, [18] et [19]. De plus amples détails sont donnés au chapitre 5 consacré au rayonnement acoustique.

1.6.2 Définition de l'amplification

Le calcul de l'amplification demande le choix d'une pression de référence. Les deux méthodes généralement utilisées sont la méthode standard et celle de W. Kropp. Elles font intervenir des pressions de référence différentes.

1.6.2.1 Méthode standard

La méthode standard consiste à calculer le rapport entre la pression créée par la source en présence du pneumatique et de la chaussée et la pression créée par la source bafflée par la chaussée en l'absence du pneumatique.

1.6.2.2 Méthode de Kropp

L'amplification s'exprime comme le rapport entre la pression créée par la vibration du pneumatique en présence de la chaussée et la pression de référence créée par la vibration du pneumatique en champ libre.

1.7 Conclusion

Si les phénomènes mis en jeu dans la génération du bruit pneumatique/chaussée sont pratiquement identifiés, ils sont loin d'être maîtrisés. La revue de la littérature dans ce domaine nous a permis, en premier lieu, de mettre en évidence le problème de nuisance sonore causée par l'interaction pneumatique/chaussée, de connaître les différents modèles proposés et les mécanismes rentrant en jeu et en fin de réaliser la complexité du problème étudié.

L'importance du problème étudié étant établie, nous avons choisi, pour notre étude, d'adopter l'approche la plus académique.

Une bonne compréhension du couplage pneumatique/chaussée doit certainement passer par l'étude du contact. Le bruit engendré par l'interaction étant le fruit des phénomènes vibratoires, la deuxième étape serait logiquement la validation du modèle choisi. Ainsi, nous avons opté pour l'analyse modale, l'approche la plus utilisée (en découplant le pneumatique de la chaussée). On a restitué le couplage afin d'entamer l'étude vibratoire tout en justifiant l'excitation extérieure choisie. En fin, on a donné un exposé assez détaillé sur la méthode des éléments de frontière (la méthode qui sera utilisée pour la modélisation du bruit rayonné) ainsi que les outils qu'elle nécessite.

CHAPITRE 2 MODELISATION DU CONTACT

2.1 Introduction

Nous avons adopté un modèle qui tient compte de la participation de la chaussée comme facteur vibratoire essentiel. Ce modèle a été introduit par Houari [3] lors de son étude de l'influence de la rigidité de la chaussée sur le bruit rayonné. Les autres modèles de la littérature se contentent du rôle excitateur de la chaussée.

La géométrie du modèle est illustrée par la figure 2.1

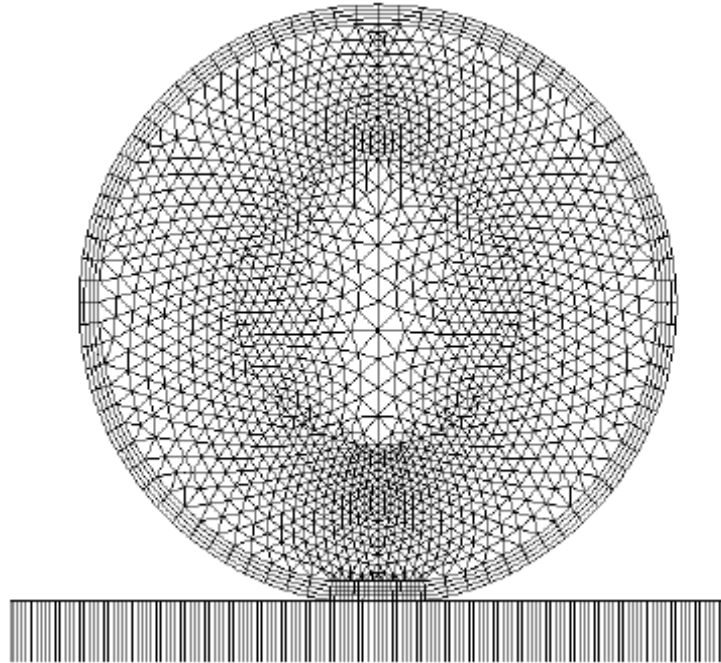


Figure 2.1 Maillage du modèle Pneumatique-chaussée de Houari [3]

En ce qui concerne les dimensions de la chaussée et le rayon du pneumatique aucun problème ne se présente (voir le tableau 2.1, § 2.5). Par contre la longueur de la zone de contact (l'interface pneumatique chaussée) doit être déterminée. Pour cela nous avons utilisé le Code-Aster pour simuler le contact des deux structures sous une charge qui correspond au quart du poids d'un véhicule léger.

Le Code-Aster est le code de calcul et d'analyse thermomécanique des structures par la méthode des éléments finis. Des notions sur ce code peuvent être consultées dans l'annexe 1.

Plusieurs modèles sur le comportement mécanique du contact ont été proposés. Une bonne partie est adaptée aux chargements légers, les autres modèles étudient les chargements plus grands donc avec une déformation plastique.

Le problème de contact; comme nous le considérons de nos jours, a ses origines dans le dernier quart du 19^{ème} siècle, l'évaluation des tensions de contact de deux solides élastiques a été proposé par Hertz (voir [6] et [13]). Pour exprimer la force de contact en fonction de l'interpénétration, il a fait les hypothèses suivantes :

- Le secteur de contact est elliptique.
- La surface est continue et nœuds : $a \ll R$
- Chaque solide peut être considéré comme un demi-espace élastique.
- Pas de frottement entre les deux surfaces en contact.

Il aboutit à une équation reliant la charge appliquée, le rayon de courbure et l'interpénétration du corps (1) dans (2) Voir la figure 2.2

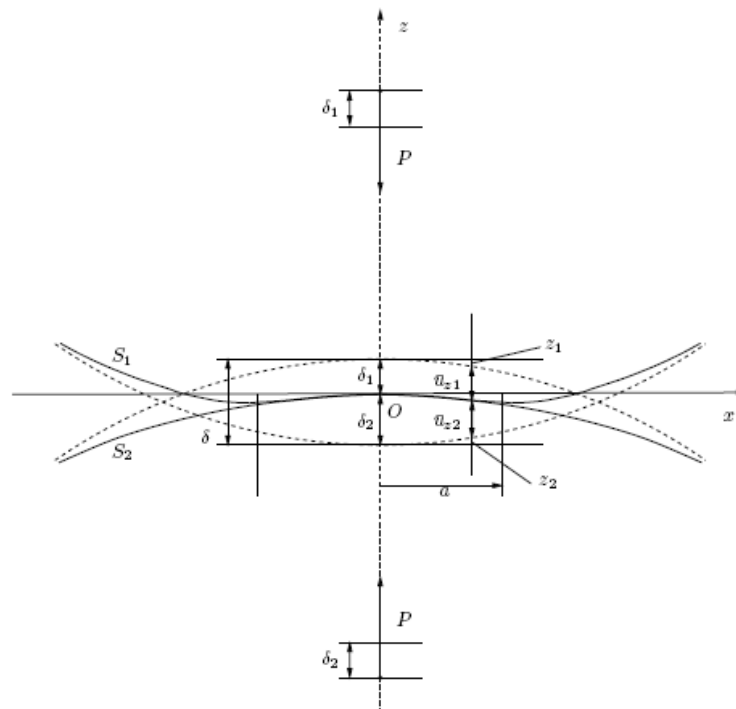


Figure 2.2 Contact de Hertz [13]

Plusieurs auteurs proposent des modélisations du contact d'un pneumatique sur une chaussée [10] [12]. Des méthodes numériques pour la résolution du contact ont été développées. Dans [12], A.Sameur expose un aperçu assez détaillé sur ces modèles. La méthode des éléments finis est l'outil de la plus part des modèles numériques.

La surface de contact réelle, la distribution de la pression et la déformation due au contact, sont des paramètres très importants dans l'étude des mécanismes de contact.

2.2 La non linéarité du problème

Dans les problèmes de mécanique des solides et des structures, il existe trois formes de non linéarité:

- Les non linéarités de type comportement qui portent sur la loi de comportement du matériau : plasticité, endommagement, . . .
- Les non- linéarités de type géométrique qui sont prises en compte dans le cas de grandes déformations ou de grands déplacements (lorsque la configuration déformée ne peut plus être confondue avec la configuration non déformée).
- Les non linéarités de type contact associées au fait que dans un contact parfait entre deux solides du décollement ou du glissement peut apparaître. Elles se séparent en deux catégories, les non linéarités de contact unilatéral et celles de frottement

Les non linéarités de type contact sont parmi les plus difficiles à traiter car elles mettent en jeu des changements brusques de comportement (au passage contact-décollement et au passage adhérence-glissement).

2.3 Position du problème

On considère deux solides élastiques Ω_1 et Ω_2 . On note $\Omega = \Omega_1 \cup \Omega_2$ l'ensemble des deux corps. Ils sont soumis à des déplacements imposés \vec{u}_d sur la zone $S_u = \vec{S}_{u1} \cup \vec{S}_{u2}$, à des efforts imposés \vec{F}_d sur la zone $S_F = \vec{S}_{F1} \cup \vec{S}_{F2}$ et à des forces de volume \vec{f}_d agissant sur les deux domaines.

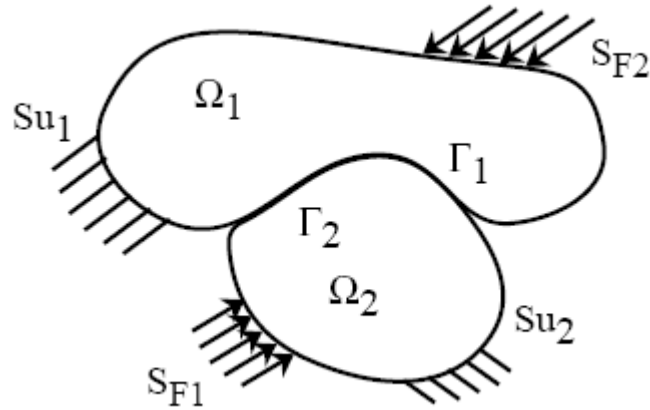


Figure 2.3 Problème de contact unilatéral

Les deux solides sont en contact sur une zone $\Gamma = \Gamma_1 = \Gamma_2$ supposée connue. Les équations classiques du problème d'élasticité posé sont les suivantes :

$$\overline{\text{div}} \overline{\sigma} + \overline{f}_d = \overline{0} \quad \text{dans } \Omega \quad (1)$$

$$\overline{\sigma} \overline{n} = \overline{F}_d \quad \text{sur } S_F \quad (2)$$

$$\overline{u} = \overline{u}_d \quad \text{sur } S_u \quad (3)$$

$$\overline{\sigma} = \overline{A} \overline{\varepsilon} \quad \text{dans } \Omega \quad (4)$$

Les équations supplémentaires qui définissent l'interaction entre les deux corps sur la zone de contact sont définies dans le paragraphe suivant.

2.3.1 Notations

On partitionne le champ solution \overline{u} en \overline{u}_1 dans Ω_1 et \overline{u}_2 dans Ω_2 . Il en va de même pour le champ de contrainte $\overline{\sigma}$ et le champ de déformation $\overline{\varepsilon}$. On note \overline{n}_1 la normale sortante de Ω_1 et \overline{n}_2 celle de Ω_2 .

Sur la zone de contact, lorsque les deux corps sont initialement en contact, les deux normales coïncident ($\overline{n}_1 = -\overline{n}_2$). Pour simplifier, on considère seulement la normale $\overline{n} = \overline{n}_1$.

Relativement à ces normales, on note les efforts normaux :

$$F_{n_1} = \bar{n} \cdot \overline{\sigma_1} \bar{n}_1$$

$$F_{n_2} = \bar{n} \cdot \overline{\sigma_2} \bar{n}_2$$

et les efforts tangentiels :

$$\vec{F}_{t_1} = \overline{\sigma_1} \bar{n}_1 - F_{n_1} \bar{n}$$

$$\vec{F}_{t_2} = \overline{\sigma_2} \bar{n}_2 - F_{n_2} \bar{n}$$

Les relations d'interaction dans la direction normale sont associées au problème de contact unilatéral et celles dans le plan tangent au problème de frottement. On s'intéresse au cas du contact unilatéral sans frottement (l'interaction dans la direction normale).

2.3.2 Contact unilatéral sans frottement

Le contact unilatéral est la relation qui existe, sur la zone de contact, entre les efforts normaux (pressions de contact) et le mouvement relatif des deux corps dans la direction normale (décollement).

2.3.3 Problème local

Sur l'interface Γ , les conditions de contact unilatéral sans frottement s'écrivent :

$$(\bar{u}_2 - \bar{u}_1) \cdot \bar{n} \geq 0 \quad (5)$$

$$F_n = F_{n_1} = -F_{n_2} \leq 0 \quad (6)$$

$$\vec{F}_t = \vec{F}_{t_1} = -\vec{F}_{t_2} = 0 \quad (7)$$

$$((\bar{u}_2 - \bar{u}_1) \cdot \bar{n}) F_n = 0 \quad (8)$$

L'équation (5) indique qu'il ne peut y avoir que décollement et non pénétration.

L'équation (6) indique que les efforts normaux ne peuvent correspondre qu'à de la compression.

L'équation (7) indique l'absence de forces tangentielles de frottement.

Et l'équation (8), appelée condition de complémentarité, indique qu'en un point il y a soit contact, soit décollement.

2.4 Le contact sous le Code-Aster

Il est possible de modéliser les problèmes de contact-impact et de contact-frottement avec le Code_Aster, en petits ou en grands déplacements.

La prise en compte du contact par le Code_Aster ne va pas de soi. Sans déclaration spécifique, deux éléments peuvent occuper la même place de l'espace. Si on prévoit que deux surfaces peuvent entrer en contact au cours du calcul, il faut faire une déclaration de contact. Les surfaces en questions sont appelées surfaces de contact.

Le contact est déclaré dans AFFE_CHAR_MECA, comme une charge. Toutes les conditions de contact doivent être déclarées dans le même AFFE_CHAR_MECA (chacune dans une occurrence du mot clef CONTACT).

Dans un premier temps, on indique les surfaces entre lesquelles on veut traiter le contact.

On choisit ensuite de traiter le contact avec ou sans frottement. Dans le cas du contact avec frottement, il faut donner le coefficient de frottement.

On indique également les méthodes de calcul à utiliser et la méthode d'appariement.

C'est à travers ces étapes que l'on définit tous les paramètres du contact. Elles ont lieu dans l'opérateur AFFE_CHAR_MECA. Les conditions de contact sont utilisées comme des charges (mot clé EXCIT) dans les opérateurs mécaniques STAT_NON_LINE ou DYNA_NON_LINE.

Une fois le calcul achevé, on peut faire un post-traitement des efforts de contact.

2.4.1 Maître / Esclave

Quand on déclare que deux surfaces S1 et S2 risquent d'entrer en contact, le Code_Aster écrit les relations appropriées. Ces relations ne sont pas symétriques. C'est pourquoi on est amené à distinguer les deux surfaces, à la première on donne le nom de maître, à la seconde le nom d'esclave. Le traitement du contact consiste à empêcher les nœuds esclaves de pénétrer la surface 'maître'.

2.4.2 Appariement

L'appariement est la phase du calcul où le Code_Aster calcule entre quel point esclave et quel point maître (ou quelle maille maître) vont s'écrire les relations de contact.

Deux méthodes d'appariement sont disponibles :

2.4.2.1 Méthode 'nodal'

L'appariement se fait entre un nœud de la surface esclave et un nœud de la surface maître. A chaque nœud esclave, on apparie le nœud maître le plus proche. La relation de non interpénétration utilise par défaut la normale à la maille esclave.

2.4.2.2 Méthode 'maitre-esclave'

C'est la méthode d'appariement conseillée [20].

C'est un appariement nœuds-facette. Il se fait entre un nœud esclave et une facette maître. La condition de contact est que les nœuds esclaves ne doivent pas entrer dans les mailles maîtres l'inverse est possible. La relation de non interpénétration utilise par défaut la normale à la maille maître. On peut aussi utiliser la moyenne entre la normale à la maille maître et la normale à la maille esclave.

La surface maître est celle définie par GROUP_MA_1 (ou MAILLE_1), la maille esclave est celle définie par GROUP_MA_2 (ou MAILLE_2).

Cette méthode d'appariement peut être utilisée en grands déplacements.

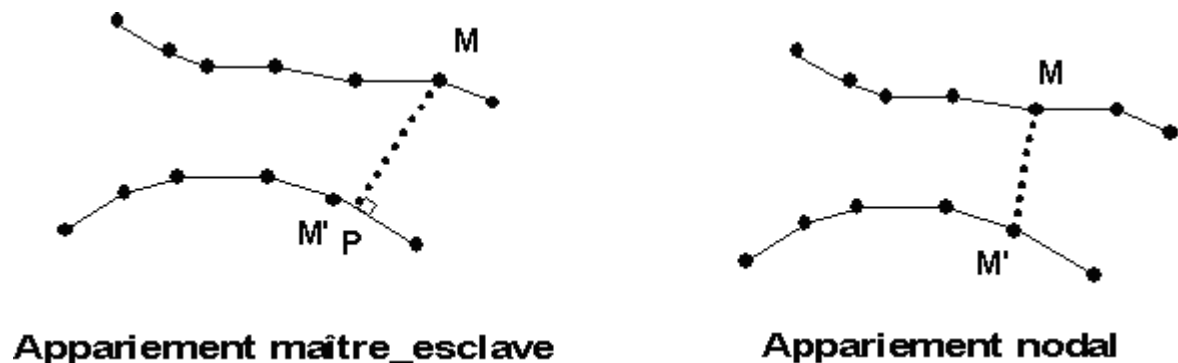


Figure 2.4 Appariement 'MAITRE-ESCLAVE' et appariement 'NODAL'

2.4.3 Force de contact

Au cours du contact, les deux surfaces en contact génèrent des forces l'une sur l'autre. Ces forces permettent aux deux surfaces de ne pas s'interpénétrer. Elles respectent le principe d'action et réaction. Ces forces sont toujours des forces de répulsion (pour éloigner les surfaces en contact).

On a accès à ces forces lors du post-traitement

2.4.4 Les méthodes de calcul

Dans l'opérateur AFFE_CHAR_MECA, on est amené à choisir la méthode de calcul du contact. Trois méthodes sont possibles : 'CONTRAINTE', 'LAGRANGE' et 'PENALISATION':

2.4.4.1 'CONTRAINTE'

Elle est basée sur l'algorithme des contraintes actives. Elle utilise les multiplicateurs de Lagrange. Il n'y a pas interpénétration entre les structures. On ne peut pas l'utiliser avec du frottement.

2.4.4.2 'LAGRANGE'

Elle utilise les multiplicateurs de Lagrange et un algorithme équivalent à celui de la méthode CONTRAINTE. Cette méthode permet l'utilisation du frottement.

2.4.4.3 'PENALISATION'

Cette méthode traite le frottement pénalisé (coefficient ET), mais le contact est soit pénalisé (coefficient EN) soit traité par multiplicateur de Lagrange. C'est l'utilisateur qui décide (s'il fournit EN le contact est pénalisé, s'il ne le fournit pas le contact est traité par multiplicateur de Lagrange).

2.4.5 Remarque

Le choix de la méthode est motivé par la prise en compte des remarques suivantes :

- Pour un calcul élastique, la méthode 'LAGRANGE' (ou des contraintes actives s'il n'y a pas de frottement) est plus rapide.
- La pénalisation donne des résultats très dépendants des coefficients de pénalisation. Dans le cas d'un calcul avec frottement pénalisé, on peut vérifier ses résultats en essayant avec une autre méthode. Dans le cas d'un contact normal pénalisé, une vérification peut être la profondeur d'interpénétration. Elle ne doit pas être trop grande.

On rappelle qu'on ne peut utiliser qu'une seule méthode pour les conditions de contact d'un même calcul.

En 2D, on utilisera plutôt 'LAGRANGE' ou 'CONTRAINTE'.

(Pour plus de détails voir [5] et [20])

2.5 Géométrie et matériaux

La géométrie du modèle et les conditions aux limites (modèle de Houari [3]) sont présentées sur le tableau 2.1 et la figure 2.5.

Tableau 2.1 Dimensions du modèle d'interaction pneumatique chaussée

Rayon du pneumatique R	0.31 m
Longueur de la chaussée L	20 m
Profondeur de la chaussée H	9 m

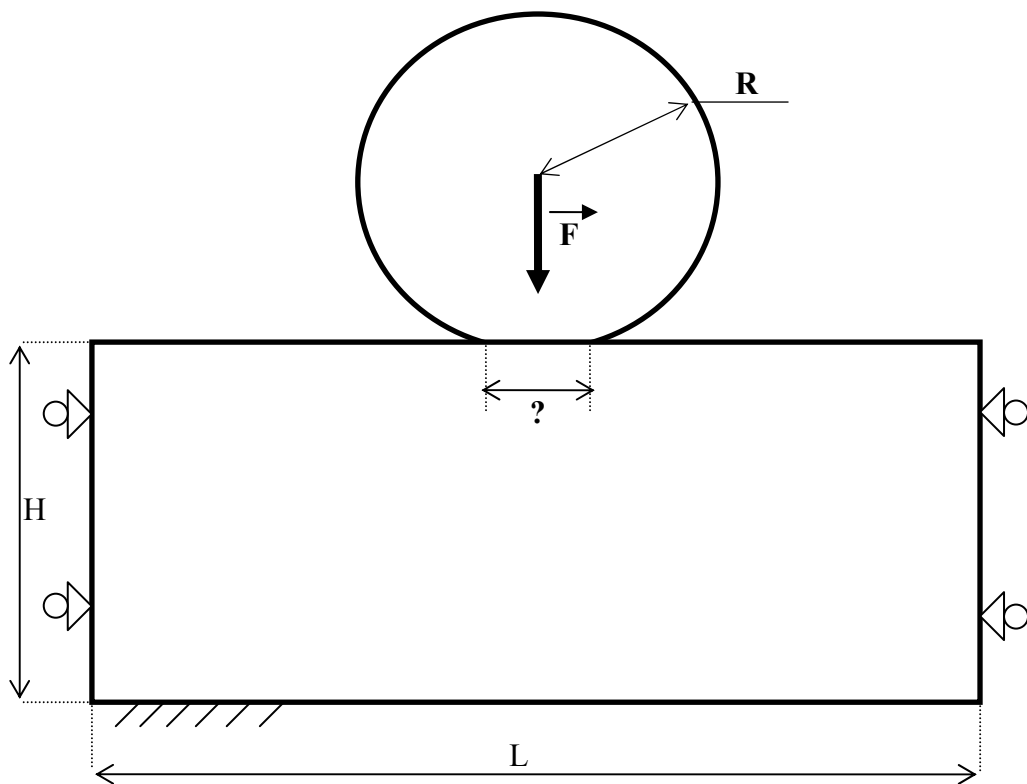


Figure 2.5 Géométrie du modèle

Tableau 2.2 Propriétés des matériaux du modèle

Matériau	E (MPa)	ν	ρ (kg/m^3)
La jante	40000	0.3	2500
Le pneumatique (Flancs)	7.14	0.45	1100
La chaussée (BBSg)	10640	0.3	2800

Le matériau constituant le pneumatique est supposé élastique linéaire isotrope de module d'Young E , de coefficient de Poisson ν , de masse volumique ρ .

Les propriétés des matériaux qu'on a adoptées pour le pneumatique ont été déterminées par Fujikawa. T et al [16] expérimentalement.

Houari. A a déterminé ceux de la chaussée par comparaison entre un modèle dynamique et des mesures de réponse impulsionnelle [3].

Les caractéristiques ainsi adoptées sont présentées par le tableau 2.2:

Le poids d'un véhicule léger est d'environ 2500 N et l'épaisseur du pneumatique est d'environ 0.2 m ce qui donne pour une section du pneumatique une charge de 12500 N. La pression correspondante à cette charge est alors $p = 125\ 000\ P$.

2.6 Calcul et déduction de la dimension de l'interface

Le résultat du calcul par le Code-Aster de la déformation statique du système pneumatique-chaussée sous la charge considérée précédemment, en considérant le contact, est illustré sur la figure 2.6.

Une analyse simple de ces efforts, permet de déduire la dimension de l'interface (à savoir, l'effort est nul là où il n'y a pas contact).

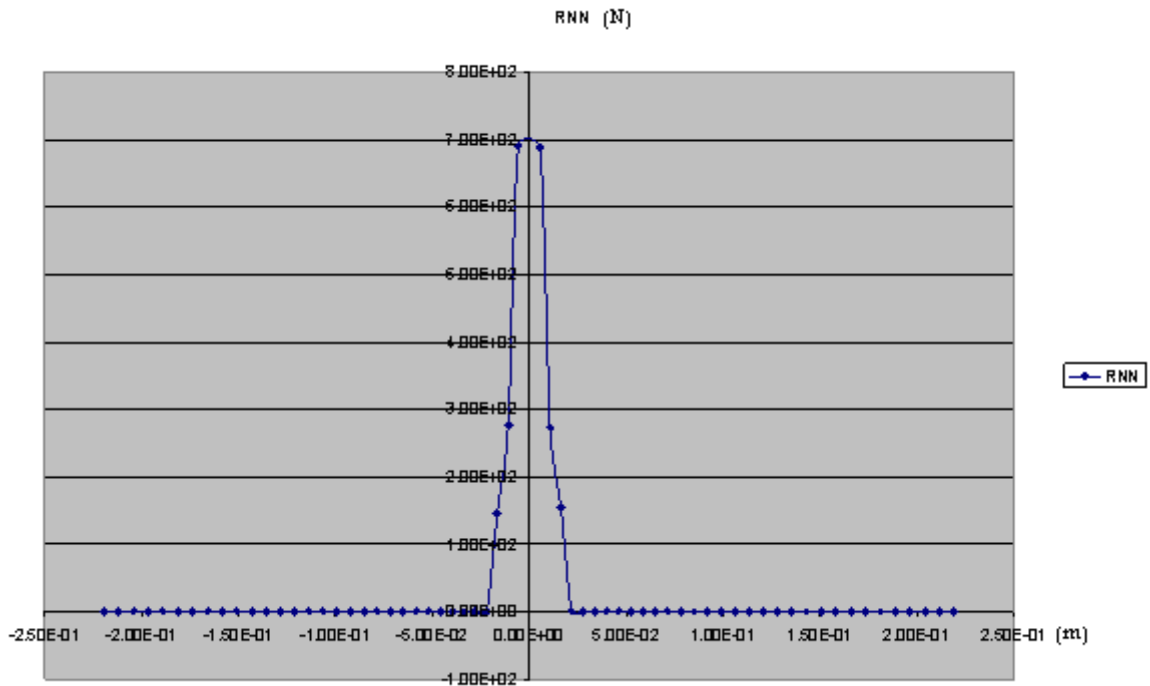


Figure 2.6 répartition des charges normales sur la zone considérée

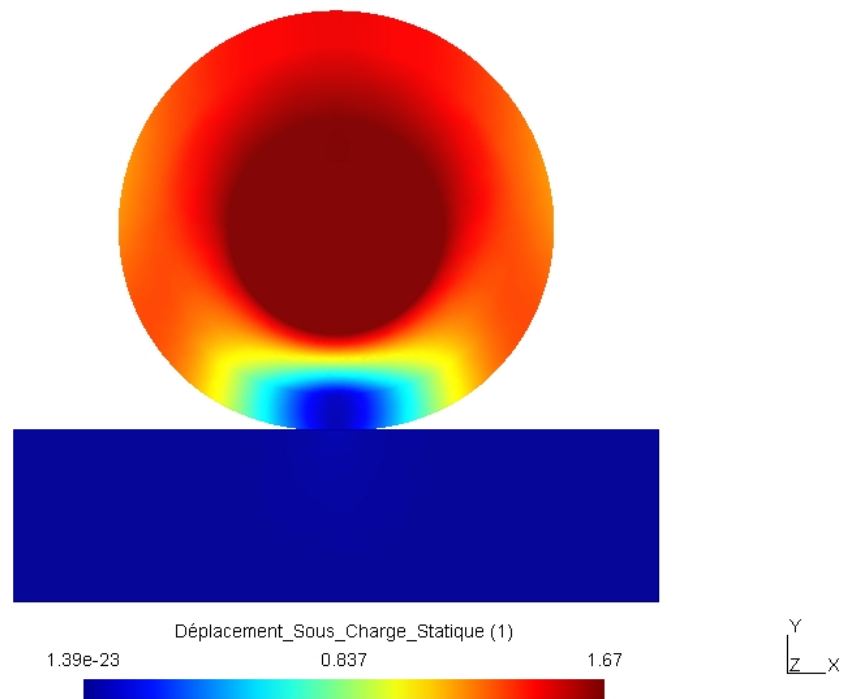


Figure 2.7 déformation statique du système pneumatique-chaussée sous la charge considérée

D'après la figure 2.6, la longueur de l'interface est de 0.1 m. Ce qui est largement utilisé dans la littérature (voir [3], [16], [21], [22] et [23])

CHAPITRE 3 ANALYSE VIBRATOIRE DU PNEUMATIQUE

3.1 Introduction

Les premières études du pneumatique furent expérimentales où l'on déterminait les modes et fréquences propres d'un pneumatique libre.

Dans ce chapitre nous allons valider le modèle du pneumatique adopté par une analyse modale par éléments finis.

En l'absence de conditions de contact, c'est-à-dire que la chaussée n'est pas prise en compte au regard du pneumatique, ce dernier sera dit «libre». Lorsqu'une condition de contact sera considérée, le pneumatique sera dit alors «écrasé».

3.2 Validation du modèle du pneumatique

Pour valider un modèle de pneumatique, l'approche utilisée dans la littérature est l'approche modale, voir [24], [6], [12] et [13].

La recherche des modes propres du pneumatique est effectuée à l'aide du code-Aster.

Nous allons comparer notre modèle de pneumatique sur la base des fréquences et modes propres de la littérature, à savoir celles de Houari.A [3] (modèle numérique), et Potts. G. R. (modèle expérimental). Les résultats expérimentaux de Potts, figurant dans [3], sont souvent utilisés comme référence dans des modèles élaborés par d'autres auteurs.

Si on ne considère que l'amortissement de la chaussée, le problème vibratoire lié au pneumatique est régi par l'équation :

$$[M]\{\ddot{U}(t)\} + [K]\{U(t)\} = \{f(t)\} \quad (3.1)$$

Le comportement propre est analysé en régime autonome. D'où, en éliminant les sollicitations extérieures $\{F_{ext}\}$ on obtient :

D'où :

$$[M]\{\ddot{U}(t)\} + [K]\{U(t)\} = 0 \quad (3.2)$$

En passant par la transformée de Fourier appliquée à (3.2) on aura :

$$(-\omega^2[M] + [K])\{U(\omega)\} = 0 \quad (3.3)$$

On écrit l'équation (3.3) sous forme simplifiée :

$$\begin{aligned} ([K] - \omega^2 [M]) \{U\} &= 0 \\ [K] \{U\} &= \omega^2 [M] \{U\} \end{aligned} \quad (3.4)$$

Posons $\omega^2 = \lambda$ et multipliant les deux membres de (3.4) par $[M]^{-1}$:

$$[M]^{-1} [K] \{U\} = \lambda \{U\}$$

Posons aussi $[A] = [M]^{-1} [K]$, ce qui donne :

$$[A] \{U\} = \lambda \{U\} \quad (3.5)$$

Qui est un problème aux valeurs propres sous sa forme standard. Ce problème consiste à trouver les $\{U\}$ et les λ qui correspondent aux fréquences ω dites propres ou de résonance. Pour des problèmes de grandes dimensions le passage par les méthodes numériques est inévitable.

Il existe plusieurs méthodes numériques de résolution des problèmes aux valeurs propres. On cite à titre d'exemple : les méthodes de puissance (itérations directes, et itérations inverses), et les méthodes basées sur les transformations matricielles (méthode de Jacobi, et méthode de Householder) [25].

3.2.1 Principe des méthodes de puissance

La première est la méthode des itérations directes. Elle consiste en la recherche de la plus grande valeur propre d'une matrice $[A]$.

Les hypothèses :

- Les valeurs propres sont toutes différentes.
- Les valeurs propres sont en ordres croissant : $\lambda_1 > \lambda_2 > \lambda_3 > \dots > \lambda_n$
- \forall le vecteur $\{V\}$ il peut s'exprimer sous la forme :

$$\{V\} = C_1 \{u_1\} + C_2 \{u_2\} + C_3 \{u_3\} + \dots + C_n \{u_n\} \quad (3.6)$$

(C'est à dire que les vecteurs propres $\{u\}$ forment une base).

Principe

On multiplie (3.6) par $[A]$, ce qui donne :

$$[A] \{V\} = C_1 [A] \{u_1\} + C_2 [A] \{u_2\} + C_3 [A] \{u_3\} + \dots + C_n [A] \{u_n\} \quad (3.7)$$

Or :

$$[A] \{U\} = \lambda \{U\}$$

Donc (3.7) devient:

$$[A]\{V\} = C_1\lambda_1\{u_1\} + C_2\lambda_2\{u_2\} + C_3\lambda_3\{u_3\} + \dots + C_n\lambda_n\{u_n\} \quad (3.8)$$

De nouveau on multiplie (3.8) par [A], ce qui donne :

$$[A]^2\{V\} = C_1\lambda_1^2\{u_1\} + C_2\lambda_2^2\{u_2\} + C_3\lambda_3^2\{u_3\} + \dots + C_n\lambda_n^2\{u_n\} \quad (3.9)$$

De proche en proche :

$$[A]^k\{V\} = \sum_{j=1}^n C_j\lambda_j^k\{u_j\} \quad (3.10)$$

A chaque multiplication par [A] la puissance des valeurs propres augmente, et la valeur propre la plus grande surmonte les autres et fini par les dominer toutes dans le second membre de (3.10). Si λ_1 est la plus grande valeur (3.10) s'écrit:

$$\frac{1}{\lambda_1^k}[A]^k\{V\} = C_1\{u_1\} + C_2\frac{\lambda_2^k}{\lambda_1^k}\{u_2\} + \dots + C_n\frac{\lambda_n^k}{\lambda_1^k}\{u_n\} \quad (3.11)$$

Si $k \rightarrow \infty$ alors $\left(\frac{\lambda_j}{\lambda_1}\right)^k \rightarrow 0$

Et $\lim_{k \rightarrow \infty} \frac{1}{\lambda_1^k}[A]^k\{V\} = C_1\{u_1\}$

C'est-à-dire $\lim_{k \rightarrow \infty} [A]^k\{V\} = \lambda_1^k C_1\{u_1\}$

Ainsi les vecteurs $[A]\{V\}$, $[A]^2\{V\}$, ..., $[A]^k\{V\}$ tendent tous vers le vecteur propre $C_1\{u_1\}$

En ce qui concerne la méthode des itérations inverses, le but est de calculer la plus petite valeur propre. On multiplie (3.5) par $[A]^{-1}$ ce qui donne:

$$\{U\} = \lambda[A]^{-1}\{U\} \quad (3.12)$$

Posons $[G] = \lambda[A]^{-1}$ (3.12) devient :

$$\{U\} = \lambda[G]\{U\}$$

Ce qui donne : $[G]\{U\} = \frac{1}{\lambda}\{U\}$

Ou bien $[G]\{U\} = \lambda'\{U\}$ (3.13)

En appliquant la méthode des itérations directes à (3.13) on obtient la plus grande valeur propre λ' qui est la plus petite λ .

3.2.2 Les problèmes aux valeurs propres sous le Code-Aster

Ce type de problème est traité dans le Code-Aster par deux opérateurs:

MODE_ITER_INV et MODE_ITER_SIMULT.

Pour résoudre le problème considéré, le Code_Aster propose différentes approches. Au delà de leurs spécificités numériques et fonctionnelles, on peut les synthétiser sous la forme du tableau ci-dessous.

Tableau 3.1 Récapitulatif des méthodes modales du Code_Aster:

Opérateur	Mot-clé	Avantages	Inconvénients
<i>MODE_ITER_INV</i>			
Calcul de quelques modes	<i>'AJUSTE'</i>	Meilleure précision	Coût calcul
Amélioration de quelques estimations	<i>'PROCHE'</i>	Reprise de valeurs propres estimées par un autre processus. Coût calcul de cette phase quasi-nul	Pas de capture de multiplicité
Méthode de base	<i>'DIRECT'</i>	Très bonne construction de vecteurs propres	Peu robuste
Option d'accélération	<i>'RAYLEIGH'</i>	Améliore la convergence	- Coût calcul. - Non porté en quadratique.
<i>MODE_ITER_SIMULT</i>			
Calcul d'une partie du spectre	<i>'JACOBI'</i>		- Peu robuste. - Non porté en Quadratique.
	<i>'TRI_DIAG'</i>		Peu robuste
	<i>'SORENSEN'</i>	- Robustesse accrue. - Meilleures complexités calcul et mémoire. - Contrôle de la qualité des modes.	Non porté en quadratique

Lorsqu'il s'agit de déterminer quelques valeurs propres simples bien discriminées ou d'affiner quelques estimations (c'est notre cas), l'opérateur MODE_ITER_INV, est souvent bien indiqué. Par contre, pour capturer une partie significatif du spectre, on a recourt à MODE_ITER_SIMULT [26].

C'est la première classe de méthode qu'on va utiliser.
Les trois méthodes disponibles sous cet opérateur sont:

'PROCHE'

On recherche le mode dont la valeur propre est la plus proche d'une valeur donnée. Il y a autant de recherches de modes que de termes dans cette liste (ou ces listes). Si on souhaite calculer un mode multiple, il ne faut pas utiliser cette option car on ne trouvera qu'un seul mode.

'SEPARE'

On sépare les valeurs propres par une méthode de bisection basée sur le critère de Sturm.

'AJUSTE' [DEFAULT]

Après avoir séparé les fréquences propres, comme pour l'option 'SEPARE' on effectue des itérations supplémentaires par la méthode de la sécante pour le problème généralisé pour obtenir une meilleure précision sur la valeur propre.

Vue que l'on sait d'avance l'intervalle où se trouvent nos fréquences propres (d'après [3]), l'utilisation de la méthode 'SEPARE' suivie de 'PROCHE' ou 'AJUSTE' sous 'MODE_ITER_INV' semble très logique (pour plus de détails voir [26] et [27]).

3.2.1 Etude du pneumatique "libre"

Les premières études furent essentiellement expérimentales, puis d'autres études analytiques ont suivi. Dans la plupart des études expérimentales, c'est le modèle de l'anneau reposant sur une fondation élastique qui était utilisé. Or, rares sont les études analytiques qui ont pris l'aspect élastique de la fondation en considération.

Le modèle de l'anneau consiste à considérer la bande de roulement du pneumatique comme un anneau ou une poutre précontrainte alors que les flancs agissent comme un ressort (figure 3.1).

Les ressorts radiaux et tangentiels de notre modèle numérique seront assimilés à des matériaux aux propriétés équivalentes (module d'Young, coefficient de Poisson, masse volumique).

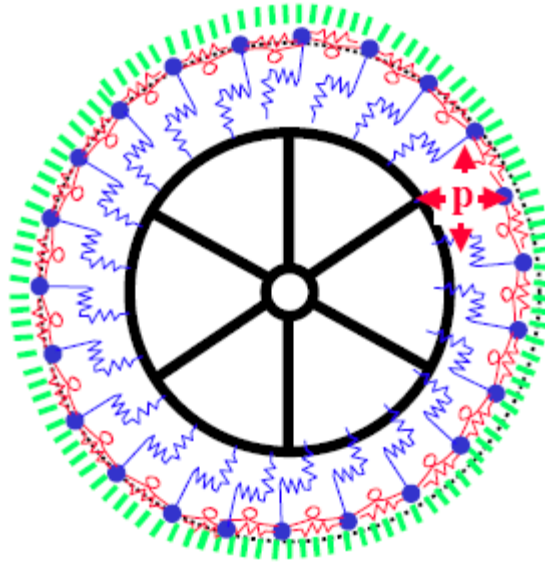


Figure 3.1 Modèle de l'anneau circulaire

La géométrie du pneumatique que nous nous sommes fixés tient compte au maximum des conditions d'étude prises dans les modèles afin de retrouver des résultats analogues. Aussi, des équivalences ressort-matériau de la littérature ont été nécessaires pour traduire dans le modèle numérique les hypothèses des modèles analytiques.

Nous avons tenté de retrouver les résultats de la littérature. Les fréquences de résonance du pneumatique libre ainsi que les déformations associées qui font référence sont celles de Houari [3]. Elles sont présentées dans le tableau.3.2.

Tableau 3.2 Fréquence propres faisant référence [3]

Le mode	Potts	Houari
1	63 Hz	65.2 Hz
2	89 Hz	90.5 Hz
3	109 Hz	113.6 Hz
4	130 Hz	129.8 Hz
5	155 Hz	143 Hz

Le matériau constituant le pneumatique est supposé élastique linéaire isotrope de module d'Young E , de coefficient de Poisson ν , de masse volumique ρ . La géométrie du pneu est définie par un anneau de rayon $R = 0,31$ m (Voir le chapitre 3), constitué d'éléments triangulaires à 6 noeuds (éléments quadratiques) (figure 3.2).

Choix du type d'éléments

Les éléments peuvent être indifféremment :

- des éléments triangulaires ou des quadrangles en 2D,
- des tétraèdres ou des hexaèdres en 3D.

"En effet, contrairement à l'idée souvent répandue, les éléments de type triangle ou tétraèdre donnent de bons résultats, même en plasticité, à condition bien sûr de ne pas utiliser un maillage trop grossier.

En revanche, il est conseillé d'utiliser :

- des éléments linéaires en thermique.
- des éléments quadratiques en mécanique." [28]

Pour plus de détails voir [28]

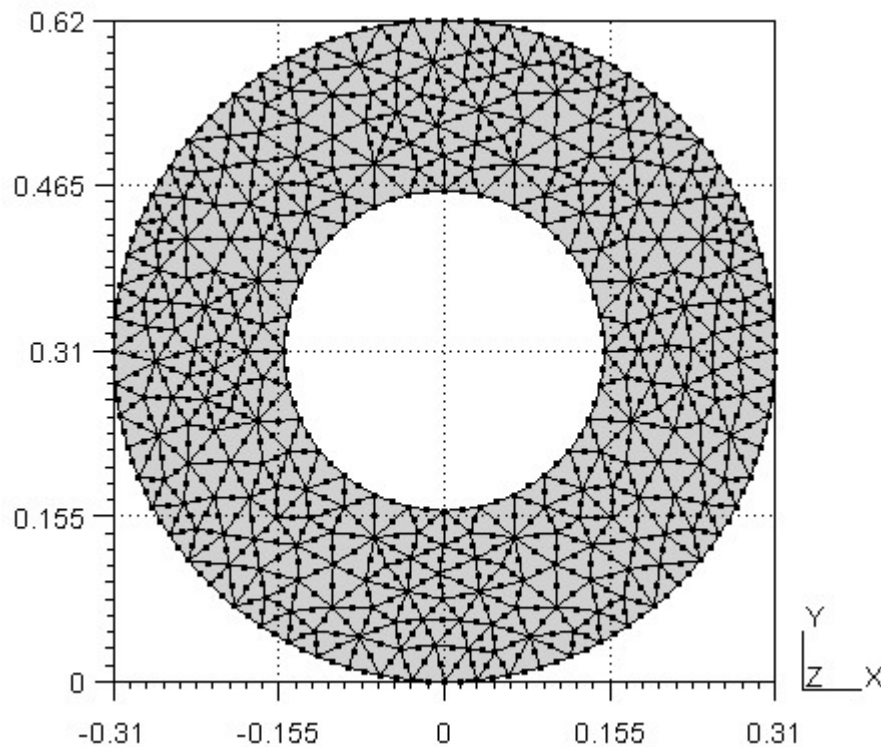


Figure 3.2 Géométrie du pneumatique

En prenant comme paramètres d'entrée les mêmes que ceux du chapitre 3, ie :

- $E = 7.14 \text{ Mpa}$
- $\nu = 0.45$
- $\rho = 1100 \text{ kg/m}^3$

et en considérant la jante fixe (conditions de déplacements nuls à l'interface jante-pneumatique), nous obtenons les modes propres (par Aster) représentés sur la figure 3.3, ainsi que les fréquences propres illustrées dans le tableau 3.3.

Tableau 3.3 Fréquences propres des 5 premiers modes du pneu libre

Mode	1	2	3	4	5
Potts	63	89	109	130	155
Houari	65.2	90.5	113.6	129.8	143
Présente étude (Code-Aster)	61.9	91.2	113	130	148
Erreur Houari %	3.49	1.69	4.22	0.15	7.74
Erreur Présente étude %	1.7	2.5	3.7	0.0	4.5

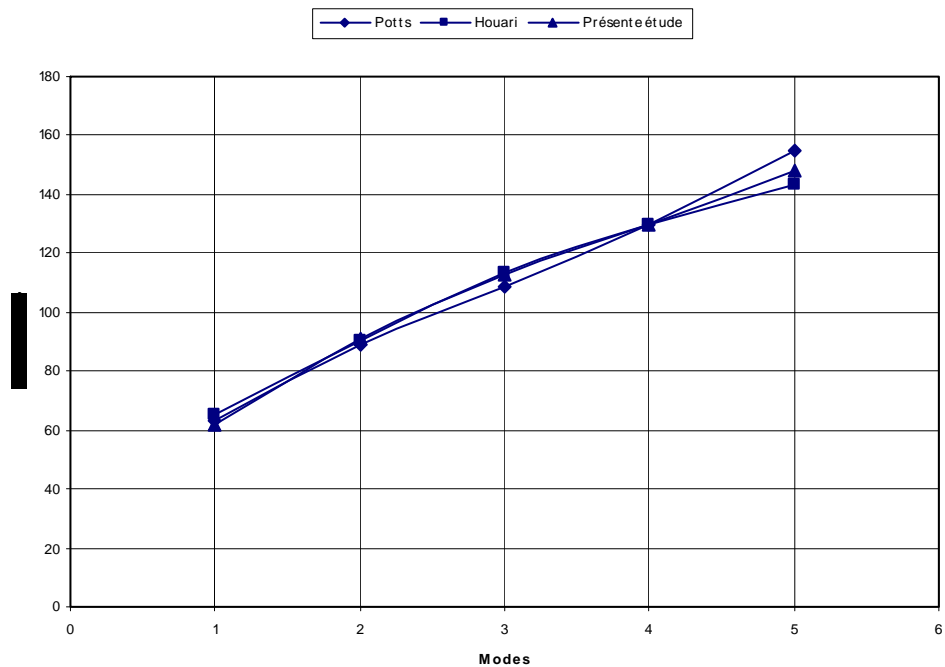


Figure 3.4 Fréquences des différents modèles du pneu libre en fonction des modes propres

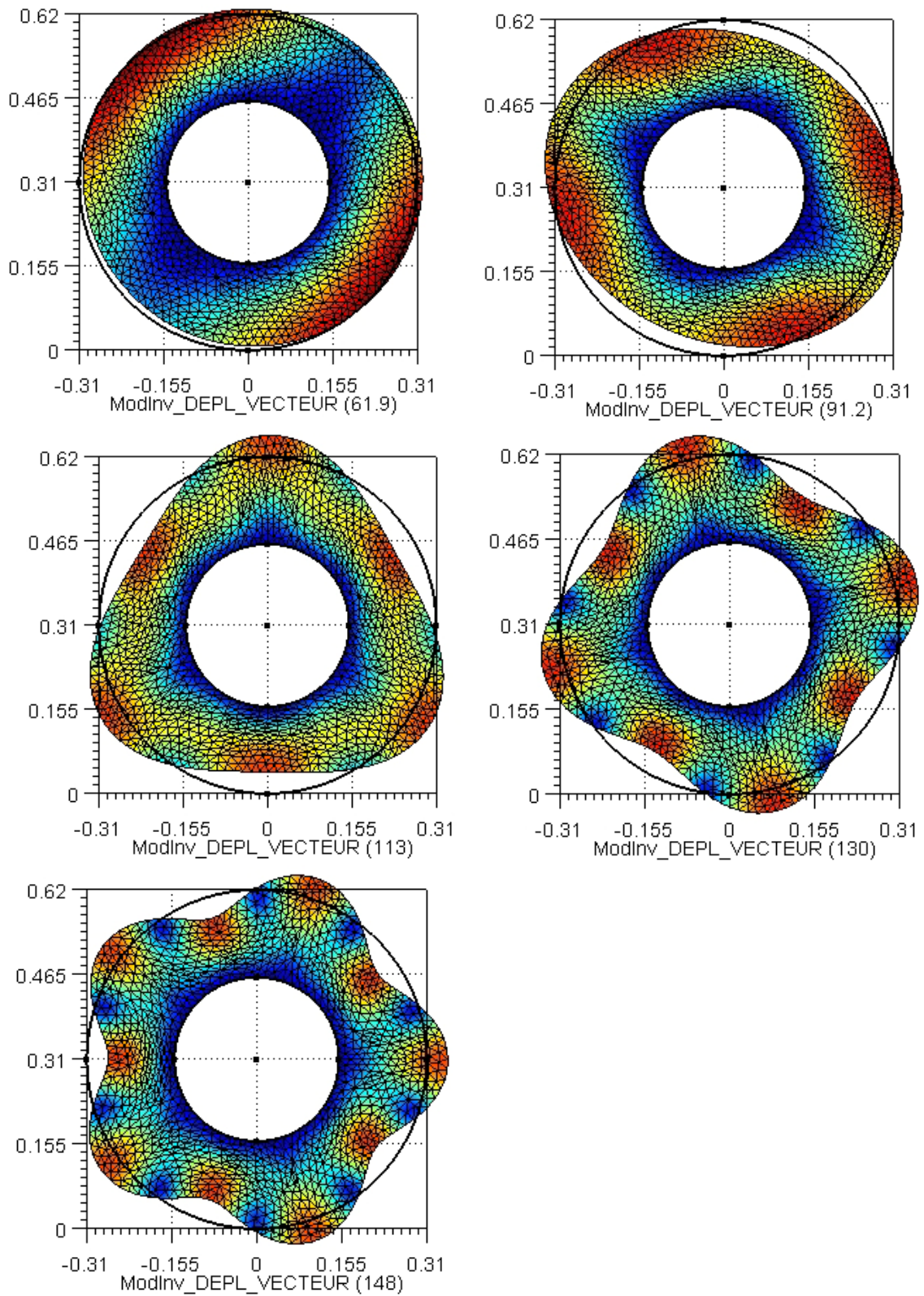


Figure 3.3 Fréquences propres, modes propres,
et leurs déformées associées (Aster)

Nous trouvons à l'aide de ce modèle simplifié du pneumatique des résultats en accord avec la littérature. L'erreur moyenne entre nos fréquences de résonance et celles prédites par Potts est de 2.5 % qui est même inférieure à celle de Houari, et cela on ne changeant que légèrement le module de rigidité du pneu en se référant aux tests expérimentaux de Fujikawa. T et al [16]. Mais ce qu'on constate sur la figure 3.4, c'est que l'erreur des deux modèles a tendance à augmenter avec les fréquences. Ce qui risque d'être plus gênant en allant plus loin (la fréquence d'étude envisagée étant de 400 Hz).

3.2.2 Etude du pneumatique "écrasé"

La prise en compte de la chaussée, à travers la littérature, au niveau de la zone de contact avec le pneumatique se traduit essentiellement par une condition aux limites appliquée au pneumatique libre [15]. Ce contact est considéré comme ponctuel sur lequel est appliquée une approximation de chaussée rigide à savoir une condition de déplacement nul. Soedel et Prasad ont proposé une méthode analytique de passage du pneu «libre» au pneu dit «écrasé» à savoir avec un contact ponctuel rigide [15]. Pour ce faire, ils ont utilisé la méthode dite " méthode de la réceptance".

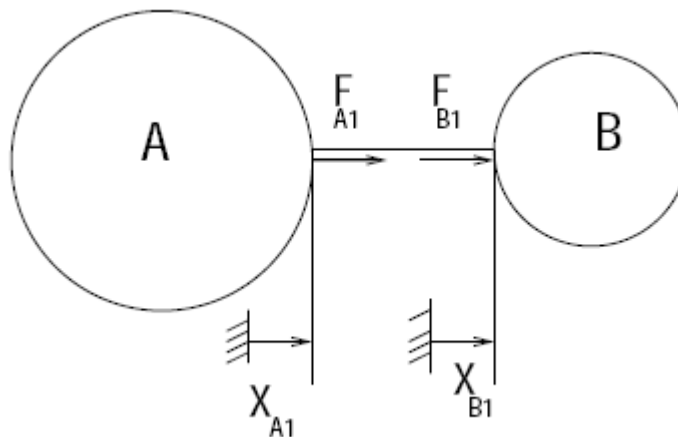


Figure 3.5 Méthode de la réceptance [15]

On peut déjà constater que le contact a pour effet d'augmenter les valeurs des fréquences de résonance observées pour le pneumatique libre. Nous avons appliqué à notre modèle, décrit plus haut, une condition aux limites similaire à savoir un contact rigide entre deux noeuds séparés d'une distance d'1 cm (correspondant à la dimension du contact déjà calculée au chapitre 3). En appliquant ces conditions aux limites à cette nouvelle

configuration, nous obtenons des résultats sur les modes propres qui sont présentés dans la figure 3.7.

Nos résultats sur fréquences propres ainsi que les fréquences de référence sont présentés par le tableau 3.4.

Tableau 3.4 Fréquences propres des 5 premiers modes du pneu écrasé

Potts (référence) (Hz)	74	99	120	143	168
Soedel (Hz)	73.3	98.7	121	146	171.8
Houari (Hz)	74.8	98.6	117.3	133.3	147.8
Présente étude (Code-Aster) (Hz)	78.2	104	119	134	153
Erreur Houari %	1.08	0.40	2.25	6.78	12.02
Erreur Soedel %	0.9	0.3	0.8	2.1	2.3
Erreur Présente étude (Code-Aster) %	5.7	5.1	0.8	6.3	8.9

Nous constatons le même phénomène que celui observé dans la littérature à savoir que les fréquences propres sont plus élevées du fait du contact.

Les différences au niveau des valeurs de fréquence de résonance peuvent par le fait que la zone de contact varie d'un modèle à l'autre. La zone de contact réelle (environ 10cm) dans le cas de Houari et ponctuel dans celui de Soedel [3] et [15].

L'erreur moyenne entre nos valeurs de fréquences de résonance et celles de référence est de 5.4 %. L'erreur commise sur les fréquences reste appréciable mais elle augmente avec la fréquence ce qui la rend insuffisante si l'on veut monter en fréquences (figure 3.6).

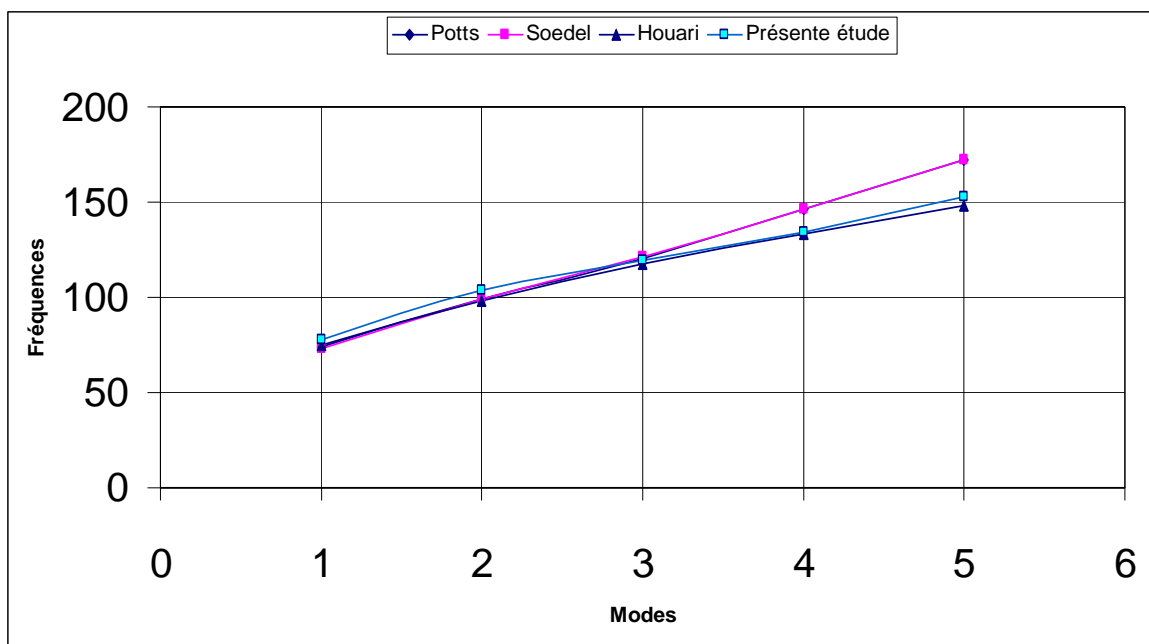


Figure 3.6 Fréquences des différents modèles du pneu

écrasé en fonction des modes propres

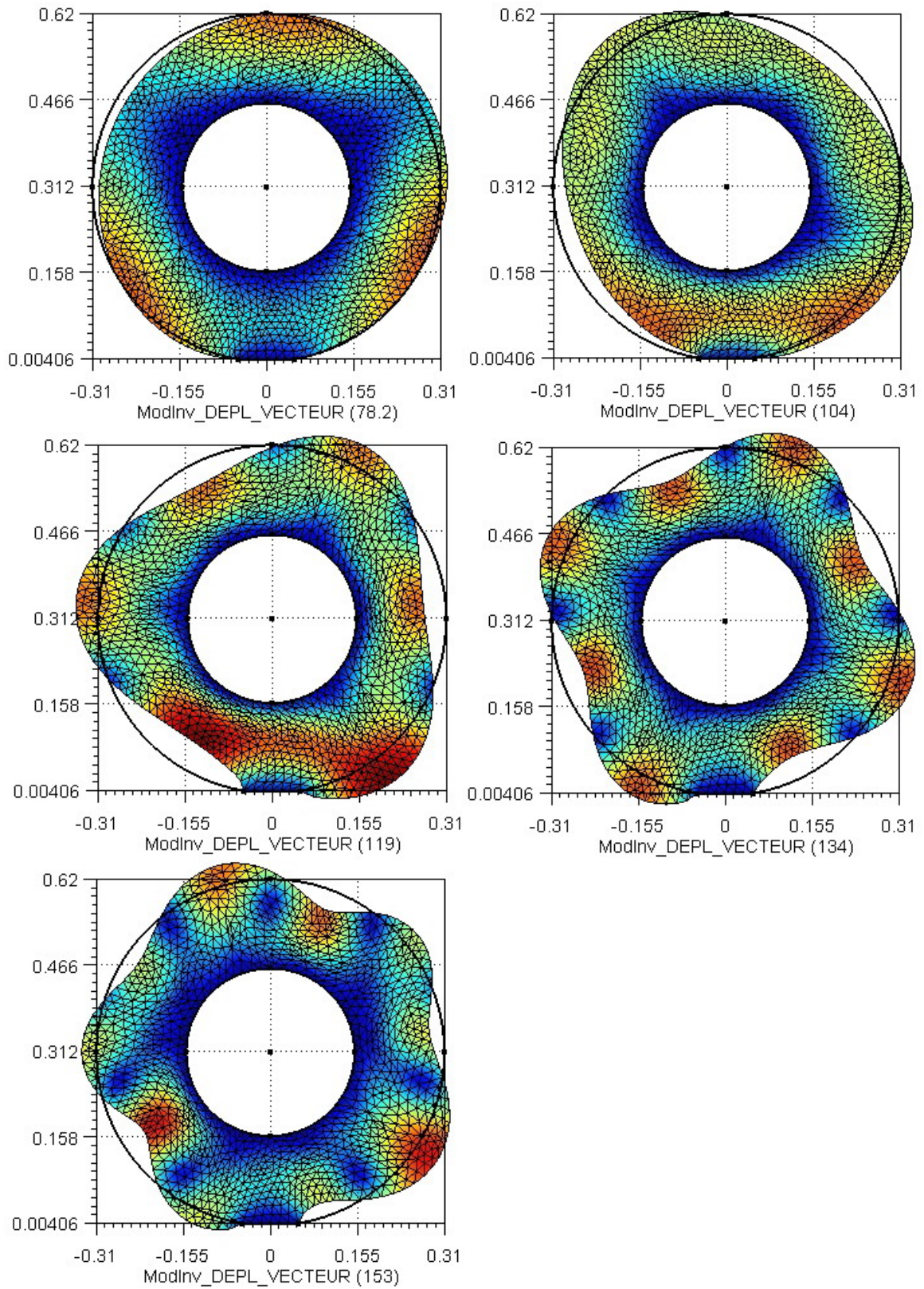


Figure 3.7 - Déformées calculées des 5 premiers modes propres du pneu écrasé Code-Aster

3.3 Amélioration du modèle

Le modèle d'anneau est supposé rigide en son centre, le pneu expérimental n'est pas fixé sur une jante bloquée. La structure même de la jante et du moyeu vibre tel un corps rigide ce qui a pour conséquence de modifier les paramètres influant sur la masse et la rigidité de la structure. C'est pourquoi les fréquences de résonance, dépendant de la masse et de la rigidité, devraient en réalité être plus faibles que celles prédites par le modèle. Houari propose un modèle amélioré de d'anneau qui prend en compte le poids propre de la jante dans son modèle d'anneau.

En effet, d'un point de vue pratique, les fréquences de résonance du pneumatique ne sont validées que pour les premiers modes. De plus nous n'avons envisagé que des conditions d'isotropie en élasticité linéaire. Pour les fréquences au delà de 400 Hz, les différences peuvent s'expliquer par le fait que jusqu'à 400 Hz, nous avons un modèle essentiellement à une dimension alors que pour des fréquences supérieures à 400 Hz, la propagation d'ondes dans la direction perpendiculaire au plan 2D est possible [14].

3.3.1 Caractéristiques du modèle de pneumatique

La géométrie du nouveau modèle du pneumatique est présentée sur la figure 3.8. La seule condition aux limites est la fixation du centre de la jante.

Cette géométrie sera adoptée pour le calcul numérique des modes et fréquences propres ainsi que le problème complet du pneumatique et de la chaussée traité dans le prochain chapitre.

Le pneumatique est ainsi formé de trois matériaux qui caractérisent la bande de roulement les flancs et la jante, tous du même type d'éléments à savoir éléments triangulaires à 6 noeuds. Chacun des matériaux est caractérisé en élasticité linéaire isotrope par son module d'Young E , son coefficient de Poisson ν et sa masse volumique ρ .

Les caractéristiques des matériaux sont les suivantes:

- La bande de roulement avec $E = 71.4 \text{ MPa}$, $\nu = 0.45$, $\rho = 1100 \text{ kg/m}^3$
- Les flancs avec $E = 7.14 \text{ MPa}$, $\nu = 0.45$, $\rho = 1100 \text{ kg/m}^3$
- La jante avec $E = 200 \text{ GPa}$, $\nu = 0.28$, $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$

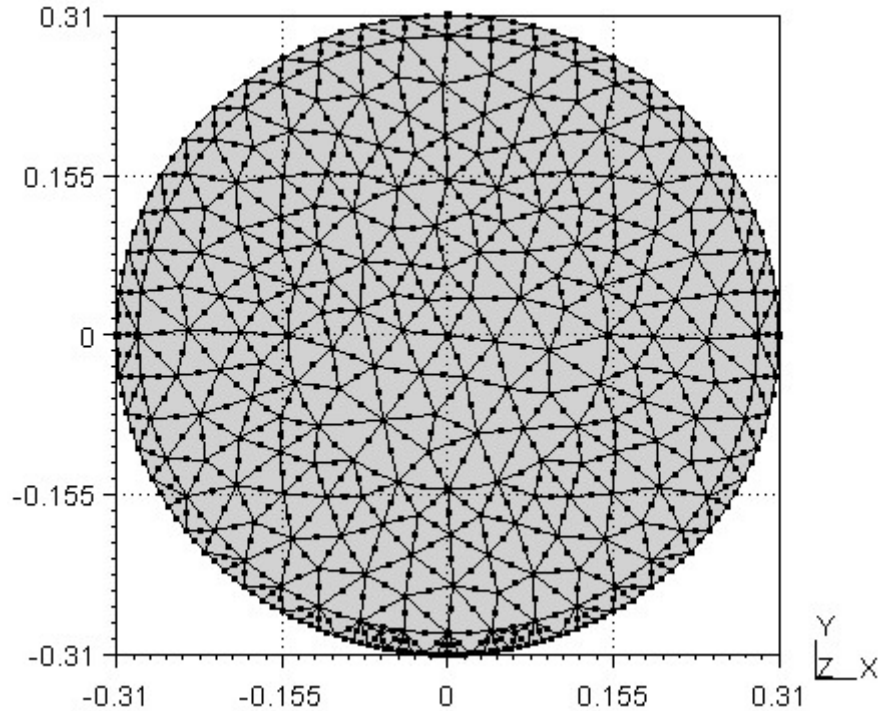


Figure 3.8 Géométrie du nouveau modèle

3.3.2 Résultats de la nouvelle modélisation

Les résultats concernant les modes propres sont représentés sur la figure 3.11 et les fréquences propres sont illustrées dans le tableau 3.5.

Les résultats sont encourageants. L'erreur moyenne commise sur notre modèle (7.1 %) est inférieure à celle commise par le modèle de Houari (12.8 %) en considérant la bande de roulement et les flancs mais avec un rapport de 10 pour les modules d'Young. On remarque aussi que l'évolution de l'erreur est décroissante (figure 3.10), dans notre cas, en augmentant dans les fréquences. Ce résultat est prometteur, dans la mesure où on veut augmenter en fréquence.

Tableau 3.5 Fréquences propres des 5 premiers modes du pneu «plein»

mode	n=1	n=2	n=3	n=4	n=5
Potts (Hz) (Référence)	63	89	109	130	155
Houari (Hz)	90.6	98.2	107.9	131	167.3
Présente étude (Code-Aster) (Hz)	74.4	99.2	114	132	155
Erreur Houari %	43.8	10.3	1.0	0.8	7.9
Erreur Présente étude (Code-Aster) %	18.1	11.5	4.6	1.5	0.0

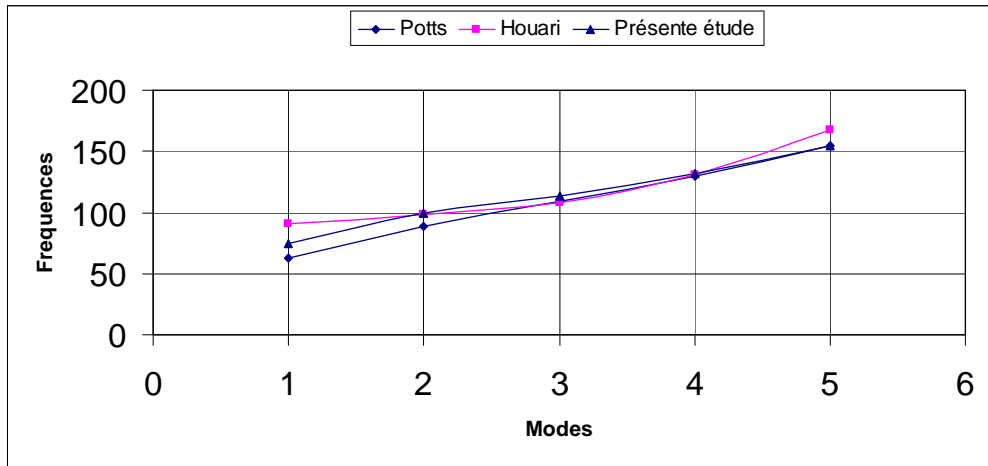


Figure 3.9 Fréquences des différents modèles du pneu multicouches en fonction des modes propres

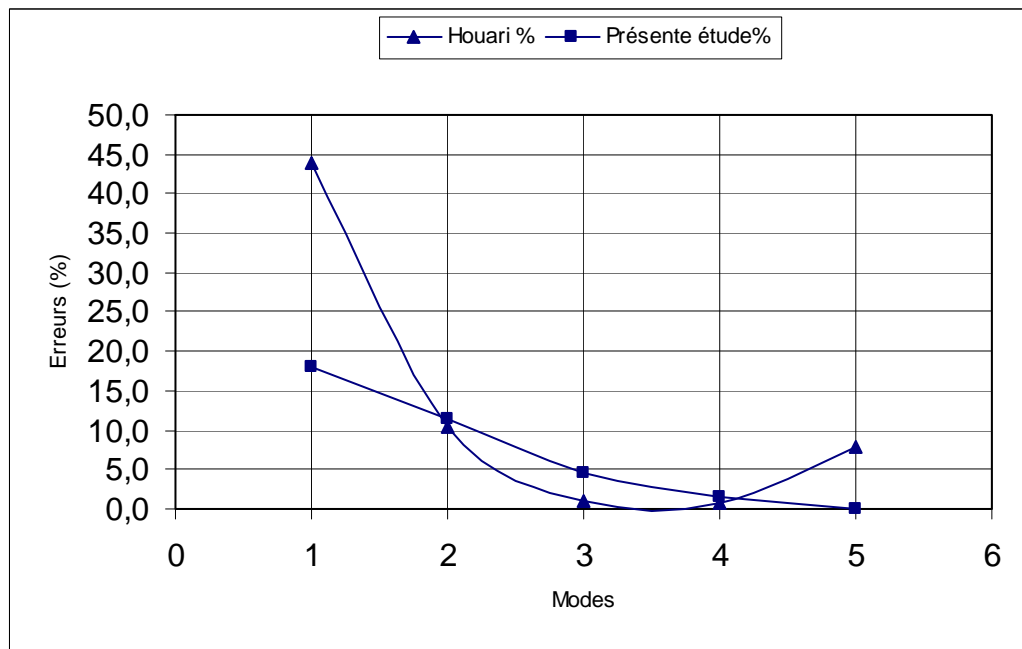


Figure 3.10 L'évolution de l'erreur relative avec les fréquences de références du pneu multicouches

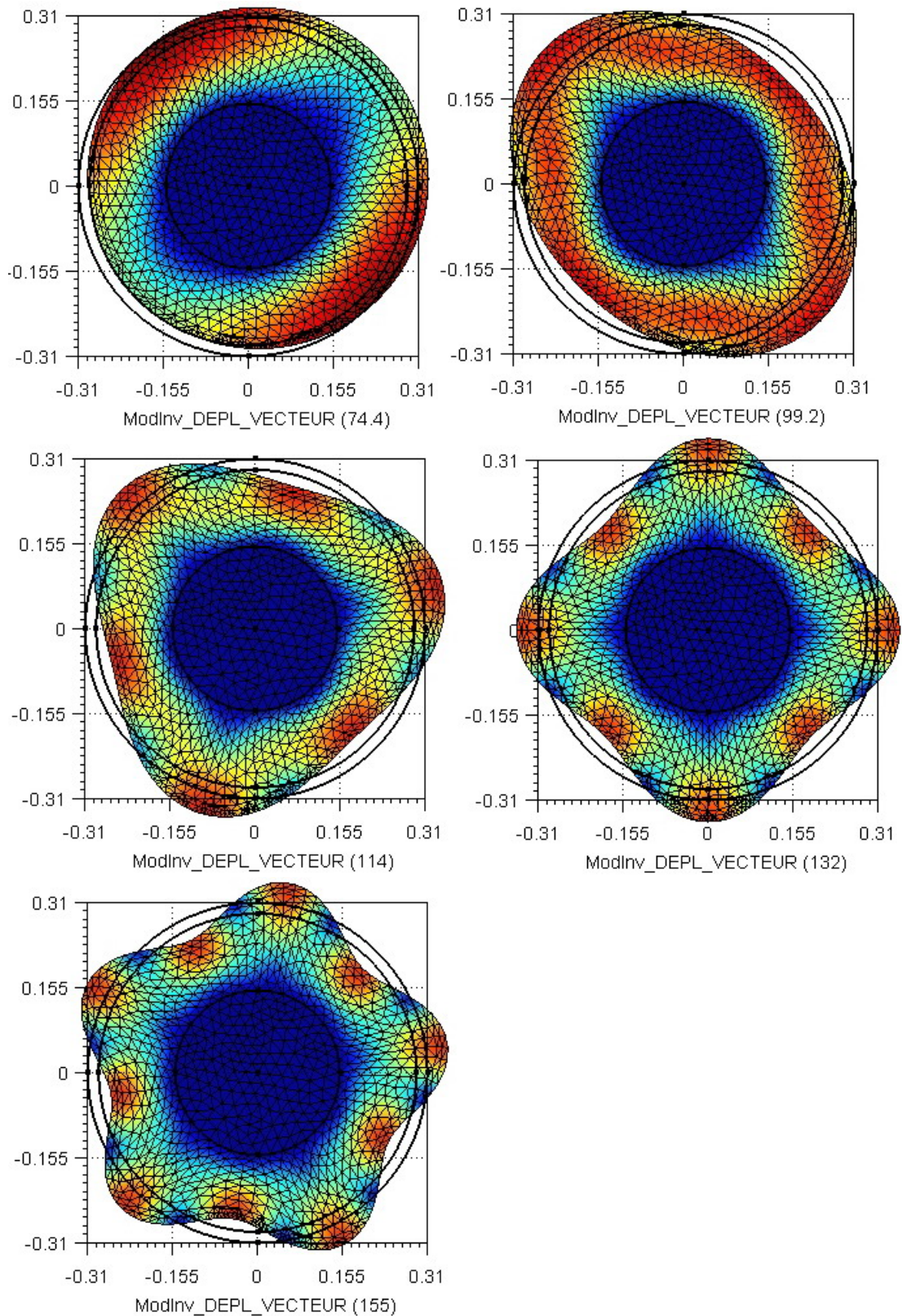


Figure 3.11 - Déformées calculées des 5 premiers modes propres du modèle amélioré (le pneumatique multicouches)

CHAPITRE 4 LE COUPLAGE PNEUMATIQUE CHAUSSEE

4.1 Introduction

Les modèles acoustiques, dans la littérature, ne considèrent pas la chaussée et appliquent une sollicitation sur le pneumatique, au niveau de la zone de contact. Le rôle de la chaussée étant la définition de la sollicitation [4] et [10]. Dans notre problème couplé, une telle approche ne peut être suivie car elle isolerait le pneumatique de la chaussée. On a adopté une sollicitation extérieure appliquée sur le pneumatique. Cette approche conduit à des réponses vibratoires qui seront validée par la suite.

4.2 Etude de la sollicitation appliquée

4.2.1 Choix de la sollicitation extérieure

Dans la littérature, la sollicitation est en général traitée comme une force ou une contrainte appliquée sur la zone de contact. Lorsque le contact est considéré, il est souvent réduit à un point. Cette force peut être déduite d'une étude du contact entre le pneumatique et une surface rugueuse et rigide. Ainsi Fadavi exprime une force temporelle à partir d'un profil de rugosité «en bosses», où il a appliqué le théorème de Hertz sur chaque bosse [16]. Hamet établit une force spatiale à partir d'un profil réel de rugosité de chaussée qu'il enveloppe par un pavé de gomme [4] et [10]. Houari a proposé une sollicitation appliquée à l'extérieur de l'interface pneumatique-chaussée de son modèle afin d'éviter le découplage des deux structures en regard. Dans cette approche, un déplacement nodal a été appliqué au centre de la jante du pneumatique pour rendre compte de la sollicitation que subirait un pneumatique de véhicule léger sous charge normale [3]. C'est cette dernière approche qu'on va adopter pour notre étude.

On va utiliser par la suite le Code-Aster pour calculer la réponse en régime permanent de notre structure à comportement linéaire, avec amortissement, soumise à une sollicitation harmonique. Dans notre approche, la sollicitation que nous utiliserons est un déplacement $U_0(t)$, imposé non nul au nœud central du pneumatique:

$$U_0(t) = R_e \{ U_0 e^{i(\omega t)} \}$$

- ω : pulsation de l'excitation

- U_0 : vecteur nodal des amplitudes, éventuellement complexes, des déplacements imposés.

Le problème est régi par l'équation :

$$[M]\{\ddot{U}(t)\} - [C]\{\dot{U}(t)\} + [K]\{U(t)\} = \{f(t)\} \quad (4.1)$$

La réponse du système étant harmonique, la transformée de Fourier de l'équation (4.1) donne:

$$([K] + i[C]\omega - [M]\omega^2)\{U\} = \{F_{ext}\} \quad (4.2)$$

- [K]: matrice de rigidité de la structure
- [C]: matrice d'amortissement
- [M]: matrice de masse
- $\{U\}$: vecteur des amplitudes complexes des déplacements nodaux
- $\{F_{ext}\}$: vecteur du chargement engendré par le déplacement imposé au nœud central du pneumatique $\{F(t)\} = \{F_{ext}\}e^{i(\omega t)}$

La réponse dans le temps de la structure est ainsi égale à:

$$\{U(t)\} = R_e \{U e^{i(\omega t + \varphi)}\}$$

L'amortissement considéré est de type Rayleigh de sorte que la matrice [C] s'exprime sous la forme:

$$[C_R] = \alpha * [K] + \beta * [M] \quad (4.3)$$

où α et β sont les constantes d'amortissement, dont les valeurs ont été proposées par le même auteur suite à une étude expérimentale sur des chaussées différentes (à savoir $\alpha = \beta = 4.10^{-5}$).

Cette démarche a été validée par l'auteur suite à une analyse statique puis dynamique d'un pavé de la gomme d'épaisseur 13 cm correspondant à la hauteur depuis le niveau du sol jusqu'à la jante et de longueur égale à 10cm correspondant à la dimension de la zone de contact. Sur la figure 4.1 est présenté notre résultat (seulement une partie du maillage), suivant la même approche. Le pavé est soumis à une charge, sur sa partie supérieure, correspondante à un quart du poids du véhicule (voir chapitre 3 paragraphe 3.1).

En dynamique l'application d'un déplacement imposé d'amplitude $2.10^{-5} m$ sur la partie supérieure du pavé à une fréquence de 400 Hz a donné des résultats comparables à ceux de la littérature [3] et [4]

4.2.2 Simulation de la réponse dynamique sur Code-Aster

La commande DYNA_LINE_HARM calcule la réponse dynamique complexe d'un système à une excitation harmonique.

Pour un problème à mouvement imposé, on définit les degrés de liberté bloqués; on peut ensuite choisir une excitation :

- en déplacement imposé
- en vitesse imposée
- en accélération imposée

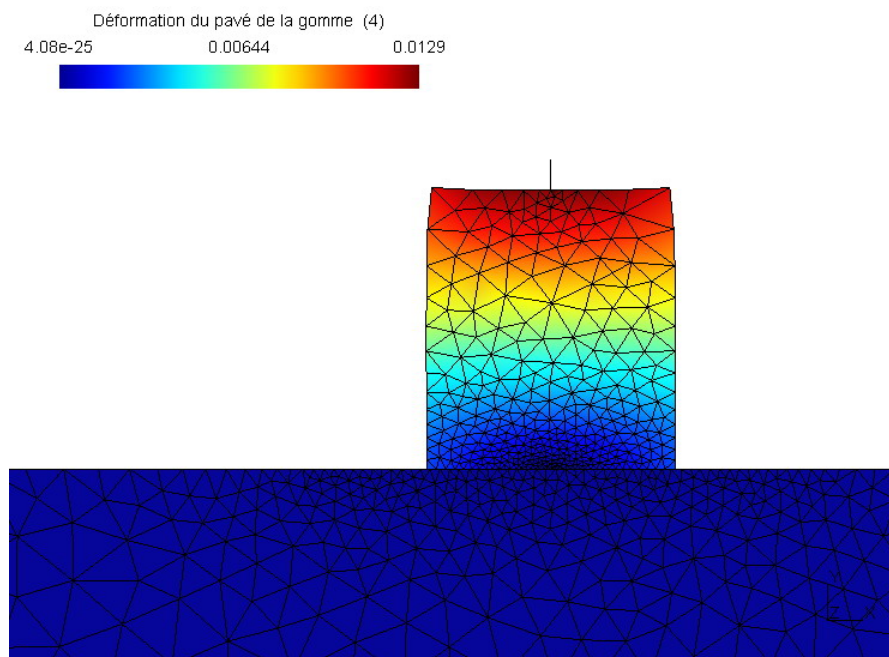


Figure 4.1 Déformation statique d'un pavé de la gomme

4.3 Description du modèle complet

4.3.1 Géométrie et maillage

La chaussée a été modélisée par un massif rectangulaire. la géométrie de la chaussée est définie par un massif de longueur $L = 20 \text{ m}$ et de profondeur $H = 9 \text{ m}$, la zone de jonction avec le pneumatique étant située sur la surface libre au centre du massif. Le maillage de la chaussée a été effectué par des éléments triangulaires à 6 noeuds. Le pneumatique a été modélisé à partir de la géométrie d'anneau vue au chapitre précédent.

- la jante définie par un disque de rayon $R = 0.15 \text{ m}$
- autour de la jante, les flancs modélisés par un anneau d'épaisseur $e_1 = 0.14 \text{ m}$
- la bande de roulement, surmontant le tout, est modélisée par un anneau d'épaisseur $e_2 = 0.02 \text{ m}$ et constituée d'une zone plane de 0.10 m (plan de jonction avec la partie

chaussée).

On a maillé cette géométrie quasi circulaire ainsi que le massif de la chaussée à l'aide d'éléments triangulaires à 6 nœuds également. Les éléments de la zone de contact (l'interface) ainsi que ceux du contour du pneumatique sont plus petits et plus nombreux à fin de garantir une meilleure approximation.

La continuité des déplacements et contraintes est assurée sur cette interface de contact pneumatique-chaussée. La géométrie ainsi que les dimensions du modèle sont illustrés sur la figure 4.2. Le voisinage de cette interface est illustré sur la figure 4.3.

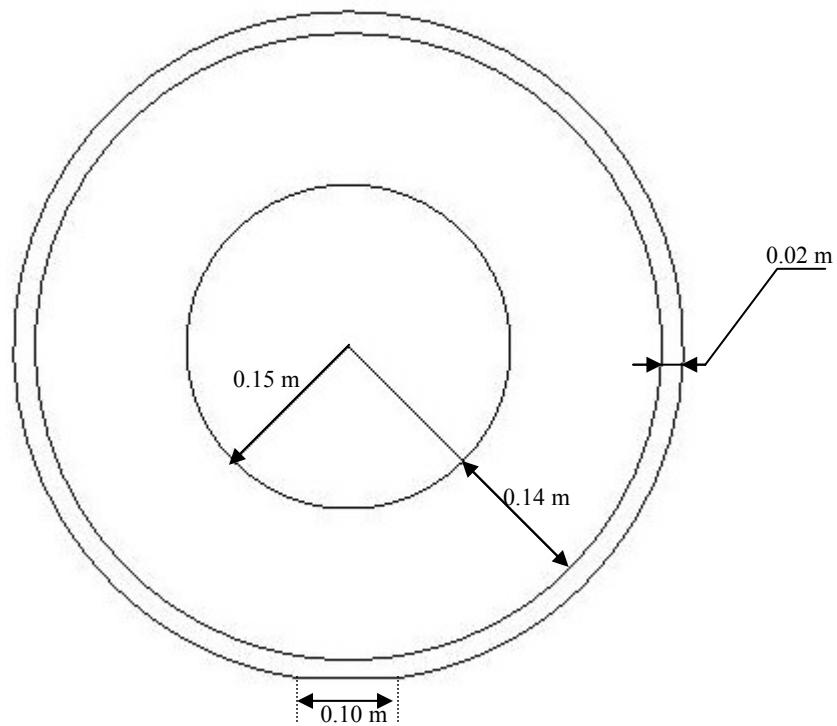


Figure 4.2 Définition de la géométrie

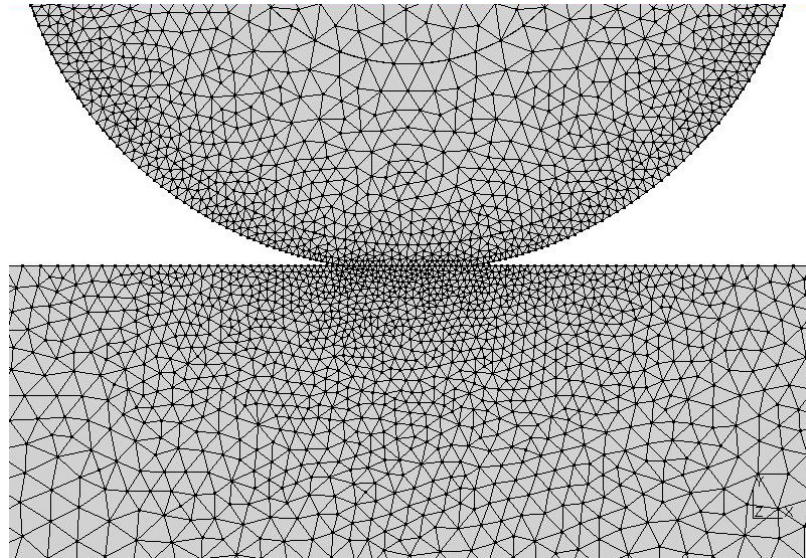


Figure 4.3 Le voisinage de l'interface

4.3.2 Propriétés des matériaux

Afin d'étudier le comportement mécanique de la structure complète, quatre groupes de matériaux ont été considérés. Le pneumatique est constitué de trois matériaux formant la jante, les flancs et la bande de roulement. La chaussée est représentée par un matériau constituant la couche de roulement. Les simulations numériques ont été effectuées sous les hypothèses de linéarité élastique et d'isotropie. Les propriétés mécaniques des différents matériaux sont décrites par le module de Young E , le coefficient de Poisson ν et la densité volumique ρ (voir le tableau 4.1). Pour l'amortissement structural de type Rayleigh, les coefficients A et B de l'expression (4.2) ont été pris égaux à 4.10^{-5} , [3].

Tableau 4.1 Propriétés des matériaux du modèle

Matériau	E (MPa)	ν	ρ (kg/m^3)
Jante	40000	0.3	2500
Flancs	7.14	0.45	1100
Bande de roulement	71.4	0.45	1100
Chaussée (BBSg)	10640	0.3	2800

4.3.3 Les conditions aux limites

Les conditions aux limites sont:

- 1- sur la partie chaussée déplacements horizontaux et verticaux nuls pour le substratum, et déplacements horizontaux nuls sur les parois latérales.
- 2- Le déplacement horizontal est nul pour le centre du pneumatique.
- 3- Pour la partie supérieure de la chaussée ainsi que le pneumatique, la contrainte est nulle.

4.4 Organigramme du processus de calcul

Les résultats sont stockés dans deux fichiers:

- 1- Fichier texte regroupant une liste de valeurs complexes de déplacements calculés pour tous les noeuds des enveloppes choisies. Ce fichier sera exploité, par la suite, pour l'approche acoustique
- 2- Fichier graphique exploitable par Gmsh, qui servira à la visualisation de l'allure déformée de l'ensemble.

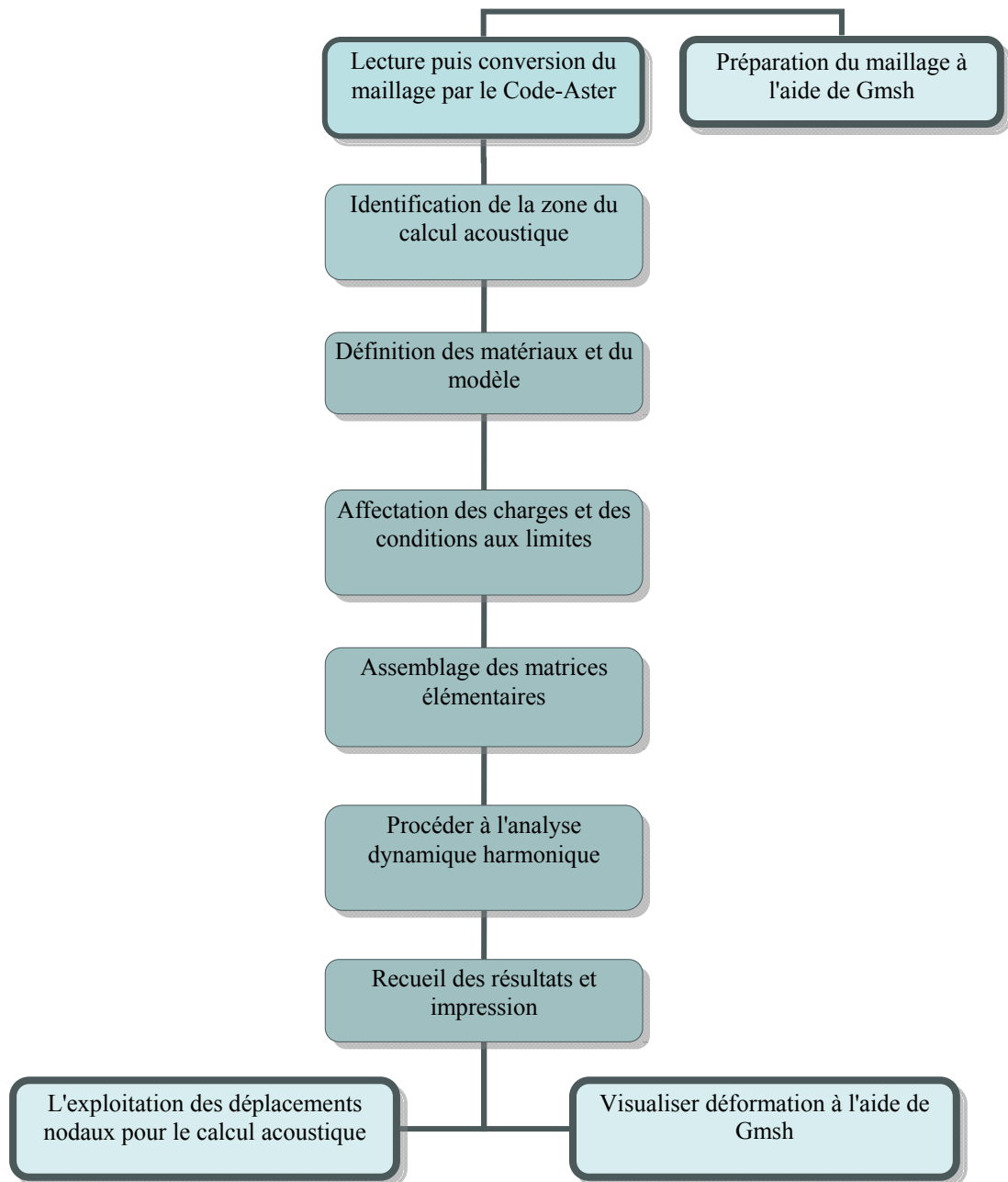


Figure 4.4 Organigramme du processus de calcul

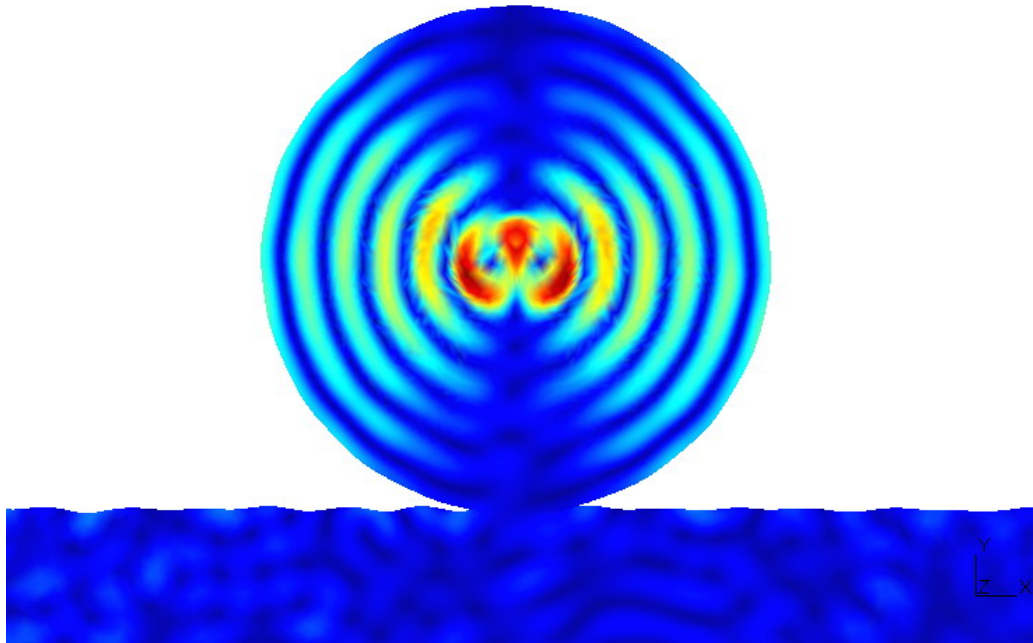


Figure 4.5 Allure de la déformée de l'ensemble à 400Hz

CHAPITRE 5 RAYONNEMENT ACOUSTIQUE

5.1 Introduction

La propagation du son est exprimée par l'équation des ondes. La résolution de cette équation n'est pas simple à cause des discontinuités qui peuvent se manifester dans le milieu étudié. A cause de ces discontinuités aucune formule analytique ne peut être appliquée pour résoudre l'équation des ondes [30]. Alors les solutions doivent être approchées. Il existe deux approches principales pour le faire:

- les méthodes basées sur l'équation des ondes.
- les méthodes géométriques, dites "Méthodes des Rayons".

Les méthodes basées sur l'équation des ondes donnent les résultats les plus proches des résultats exacts car elles utilisent la meilleure description de l'onde sonore. Sous cette catégorie nous distinguons deux méthodes de résolution numérique:

- la méthode des éléments finis, dite FEM
- et la méthode des éléments de frontière, dite BEM

La première méthode résout l'équation d'ondes en subdivisant tout le domaine étudié en un nombre fini d'élément. L'équation d'ondes est ensuite exprimée sous formes d'un système linéaire de forme très particulière facile à résoudre (matrices bondes symétriques) [31]. Cette méthode donne de bons résultats pour les problèmes de petites dimensions dans les milieux clos.

Lors qu'on a affaire à des milieux non bornés (ouvert, semi-fini ou infini), la méthode des éléments finis dispose d'éléments spéciaux dits "éléments absorbants". L'idée consiste en l'introduction d'une frontière absorbante fictive suffisamment lointaine qui simule la condition dite "de radiation". La géométrie à mailler est alors bornée par cette frontière.

L'introduction d'une frontière artificielle a une plus grande influence sur la solution en dynamique qu'en statique [32]:

Cette frontière artificielle (non physique) bloque les ondes dans le milieu fini délimité par cette frontière au lieu de laisser l'énergie "s'échapper" vers l'infini (espace). En outre, dans les problèmes à dépendance temporelle, où on considère l'état initial, la frontière artificielle n'est enrichie par les ondes qu'après l'écoulement d'un certain temps et n'affecte pas la solution auparavant.

La deuxième méthode résout l'équation d'ondes en ne subdivisant que la frontière du domaine étudié en un nombre fini d'éléments. La frontière est l'enveloppe de domaine d'intérêt (en 2D pour un problème 3D et 1D pour un problème 2D). L'équation des ondes est ensuite exprimée sous formes d'un système linéaire de forme moins adaptée que celle de la méthode précédente.

Cette méthode donne de bons résultats pour les problèmes des milieux ouverts. En effet, même pour les milieux clos l'approximation n'étant faite que sur la frontière (le reste est donné analytiquement) l'erreur commise est plus petite que celle de la FEM.

La réduction de la dimension du problème par un, rend cette méthode beaucoup plus rapide, moins exigeante en matière de mémoire de stockage, et plus adaptée aux problèmes de propagation d'ondes dans les milieux infinis.

Néanmoins, cette méthode présente de sérieux inconvénients [31] [32]:

- Elle exige le développement d'outils mathématiques pour chaque problème physique (détermination des solutions fondamentales).
- Elle présente des difficultés particulières lors de l'évaluation des opérateurs élémentaires de l'équation intégrale discrétisée (l'évaluation des intégrales qui présentent des singularités dans certaines situations)
- Le système linéaire induit par la discrétisation de l'équation intégrale est moins adapté que celui de la méthode des éléments finis (matrices pleines non-symétriques)

Les méthodes géométriques basées sur la théorie des rayons, suppose que le son a le comportement d'un rayon à réflexion spéculaire. Des algorithmes géométriques sont utilisés pour trouver la trajectoire sur laquelle le rayon arrive au récepteur depuis l'émetteur. Ils existent plusieurs variantes de cette méthode [29]. On cite par exemple:

- Ray Tracing Method
- Image Source Method
- Hybrid Method

- Beam Tracing

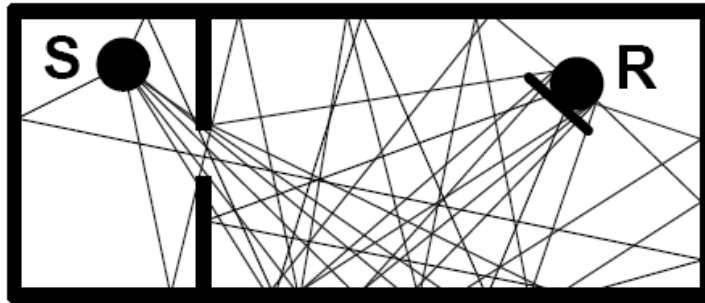


Figure 5.1 Trajectoires de propagation d'ondes sonores, depuis la source (S) jusqu'au récepteur (R).

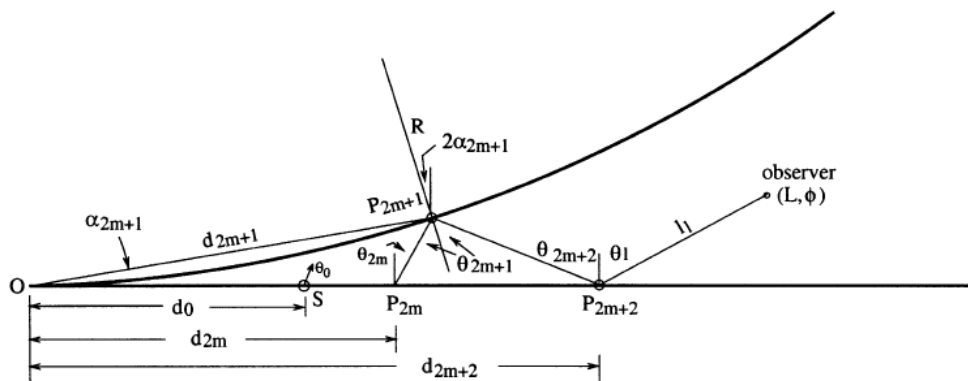


Figure 5.2 Un rayon de plusieurs réflexions dans l'espace confiné entre le pneumatique et la chaussée.

Bien que la méthode ne soit pas très physique et ne considère pas le problème réel elle a donné des résultats appréciables lors d'une étude de l'effet dièdre sur le pneumatique [18] [19].

En général, la méthode présente plusieurs handicaps et limitations. Par exemple, elle n'est applicable que si la longueur de l'onde sonore est relativement petite par rapport à la dimension du domaine d'étude, et relativement plus grande que la rugosité des surfaces.

La méthode reste pratique dans des domaines où on n'exige pas une très grande précision telle que la conception architecturale. En raison des inconvénients de la FEM cités ci-dessus, le choix de la BEM semble judicieux.

5.2 Formulation générale de la modélisation numérique par éléments de frontière:

5.2.1 Hypothèses

- On suppose que le problème est bidimensionnel se situant dans le plan (x, y) .
- Les calculs se font dans le cadre de l'acoustique linéaire où les ondes sonores ne présentent que des petites perturbations des grandeurs physiques moyennes.
- Le milieu fluide situé dans le demi-espace V , est supposé parfait, homogène et isotrope.
- Il est au repos et ne subit aucune variation thermique.
- Le demi-espace V est limité par $(\Gamma + S)$, l'enveloppe de la chaussée Γ et celle du pneumatique S (figure 5.3).
- La dépendance temporelle des différentes grandeurs telles que la pression ou la vitesse est harmonique. Ainsi, le champ de pression en un point d'observation $M'(x, y)$ s'exprime sous la forme: $\hat{p}(M', t) = p(M')e^{-i\omega t}$

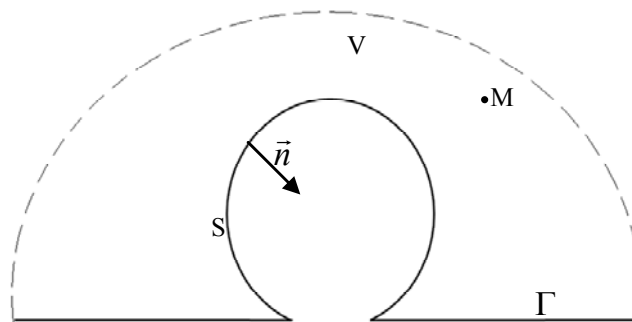


Figure 5.3 Géométrie du problème général d'acoustique

Sous ces hypothèses [33], le champ de pression totale noté p vérifie l'équation de Helmholtz:

$$(\Delta + k^2)p + F = 0 \quad \forall M' \in V \quad (5.1)$$

Où $k = \frac{\omega}{c}$ est le nombre d'onde, rapport de la pulsation imposée ω à la célérité des ondes C .

Dans notre approche, il n'y a pas de source acoustique ce qui annule le terme F .

Pour avoir un problème bien posé, on doit introduire les conditions aux limites:

- sur la frontière $\Gamma + S$
- et à l'infini

Les conditions initiales ne sont pas nécessaires.

5.2.2 Les conditions aux limites

5.2.2.1 Sur la frontière

En appliquant le principe de la conservation de la quantité de mouvement traduit par équation d'Euler $\rho \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = -\overrightarrow{grad} p$, à qui on applique la transformée de Fourier [33], on aura

la condition sur la surface du pneumatique S et sur celle de la chaussée Γ suivante:

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -\rho_0 \gamma_n(M') \quad (5.2)$$

Ce qui signifie que l'accélération normale γ_n s'exprime directement en fonction de la dérivée normale de la pression, où \vec{n} est la normale extérieure à la frontière.

Dans le cas où la chaussée est parfaitement rigide, cette condition se simplifie sur Γ en:

$$\frac{\partial p}{\partial y}(M') = 0 \quad \forall M' \in \Gamma \quad (5.3)$$

5.2.2.2 A l'infini

La condition à l'infini se compose d'une condition de rayonnement dite de Sommerfeld et d'une condition de décroissance.

$$\begin{cases} \sqrt{R} \left(\frac{\partial}{\partial R} - ik \right) p(M') = O(1) \\ \sqrt{R} p(M') = O(1) \end{cases} \quad \text{où } R = |M'| \rightarrow \infty \quad (5.4)$$

La condition de Sommerfeld fixe le comportement du champ total à grande distance et permet de s'assurer que les ondes se propagent vers l'infini et ne reviennent pas.

L'unicité de la solution est assurée par ces conditions.

5.2.3 La formulation intégrale

5.2.3.1 L'équation intégrale

Soit $G(M, M')$ la solution fondamentale de l'équation de Helmholtz (5.1), elle vérifie:

$$\Delta G + k^2 G + \delta(M - M') = 0 \quad (5.5)$$

(Où $\delta(M - M')$ est la distribution de Dirac centrée au point M')

L'expression de G sera donnée par la suite.

On multiplie (5.1) par G , puis on intègre sur D :

$$\int_D (G \Delta p + G k^2 p + GF) dD = 0 \quad (5.6)$$

On applique le théorème de Green suivant:

en 3D:

$$\iiint_D (\Psi \Delta \Phi - \Phi \Delta \Psi) dD = \iint_S (\Psi \vec{n} \cdot \vec{\nabla} \Phi - \Phi \vec{n} \cdot \vec{\nabla} \Psi) dS$$

en 2D:

$$\iint_S (\Psi \Delta \Phi - \Phi \Delta \Psi) dS = \int_{\Gamma} (\Psi \vec{n} \cdot \vec{\nabla} \Phi - \Phi \vec{n} \cdot \vec{\nabla} \Psi) d\Gamma \quad (5.7)$$

Si on pose $\Psi = p$ et $\Phi = G$, l'équation (5.7) donne :

$$\iint_V (p \Delta G - G \Delta p) dS = \int_{\Gamma+S} \left(p \frac{\partial G}{\partial \vec{n}} - G \frac{\partial p}{\partial \vec{n}} \right) d\Gamma \quad (5.8)$$

Tenant compte de (5.1) et (5.5), (5.8) devient:

$$\iint_V (p(-\delta(M - M') - k^2 G) - G(-F - k^2 p)) dS = \int_{\Gamma+S} \left(p \frac{\partial G}{\partial \vec{n}} - G \frac{\partial p}{\partial \vec{n}} \right) d\Gamma$$

Ce qui donne:

$$\iint_V (-p \delta(M - M') + GF) dS = \int_{\Gamma+S} \left(p \frac{\partial G}{\partial \vec{n}} - G \frac{\partial p}{\partial \vec{n}} \right) d\Gamma$$

En arrangeant cette dernière équation, on obtient:

$$\iint_V p \delta(M - M') dS = \int_{\Gamma+S} \left(G \frac{\partial p}{\partial \vec{n}} - p \frac{\partial G}{\partial \vec{n}} \right) d\Gamma + \iint_V GF dS \quad (5.9)$$

L'intégrale $\iint_V p \delta(M - M') dS$ dépend de la position du point M . Elle est égale à:

$$\begin{cases} p(M) & \text{si } M \in S \\ \frac{1}{2} p(M) & \text{si } M \in \Gamma \\ -\frac{\Omega}{2\pi} p(M) & \text{si } M \in \Gamma \text{ et } M \text{ anguleux d'angle } \Omega \end{cases}$$

(pour plus de détails sur les trois cas cités ci-dessus voir [31], [32] ou [34])

La solution fondamentale, pour les problèmes 2D, est donnée par l'expression:

$$G(M, M') = \frac{i}{4} H_0^1(kr)$$

Où r est la distance entre les deux points M et M' .

H_0^1 est la fonction de Hankel de première espèce et d'ordre 1, elle est aussi appelée "fonction de Bessel de troisième espèce", ou même "fonction de Weber" [31] et [35].

Cette fonction complexe (qui présente une singularité pour $r=0$) est une combinaison linéaire des deux fonctions de Bessel; de première et de deuxième espèce:

$$H_0^1(z) = J_0(z) + iY_0(z)$$

$$\text{Avec } (i = \sqrt[3]{-1})$$

On peut écrire l'équation intégrale (5.9) sous la forme:

$$\varepsilon(M)p(M) = \int_{\Gamma+S} \left(G(M, M') \frac{\partial p(M')}{\partial \vec{n}_{M'}} - \frac{\partial G(M, M')}{\partial \vec{n}_{M'}} p(M') \right) d\Gamma(M') \quad (5.9)$$

$$\text{avec } \varepsilon(M) \begin{cases} 1 & \text{si } M \in S \\ \frac{1}{2} & \text{si } M \in \Gamma \\ -\frac{\Omega}{2\pi} & \text{si } M \in \Gamma \text{ et } M \text{ anguleux d'angle } \Omega \end{cases}$$

5.2.3.2 Cas d'une chaussée plane réfléchissante

Dans le cas d'une chaussée plane et réfléchissante, il est intéressant d'utiliser une fonction de Green particulière en utilisant le principe des sources images [31].

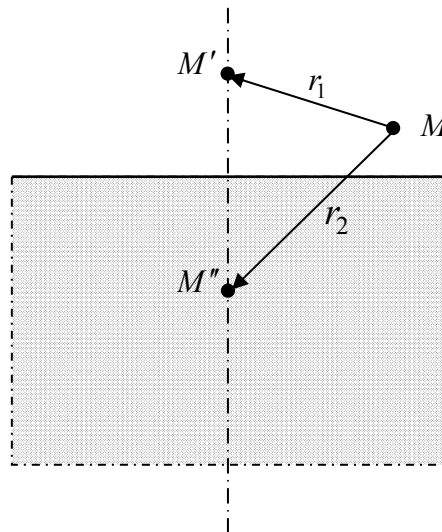


Figure 5.4 Le principe des sources images

En 2D on écrit:

$$G_0(M, M') = G(M, M') + G(M, M'') = \frac{i}{4} [H_0^1(kr_1) + H_0^1(kr_2)] \quad (5.10)$$

Où r_1 et r_2 désignent respectivement les distances $|MM'|$ et $|MM''|$, M' et M'' étant symétriques par rapport au plan Γ (figure 5.4)

5.2.3.3 Cas d'une chaussée absorbante

Lorsqu'une onde sonore au cours de sa propagation rencontre une surface faisant l'interface entre l'air et un autre milieu, une partie de son énergie est réfléchiée et l'autre partie est transmise dans le milieu et s'y propage. Si on ne considère que la propagation dans l'air, on parlera d'absorption du son par la surface et les conditions d'interface entre les deux milieux deviendront les conditions aux limites du problème. La réaction acoustique de la surface est traduite par une impédance acoustique normale définie comme le rapport de la

pression sur la vitesse en un point $Z_n = \frac{P}{V_n}$

L'impédance acoustique:

L'impédance acoustique normale Z_n est une grandeur complexe et dépend des caractéristiques des deux milieux. C'est une grandeur accessible expérimentalement.

On considère que l'impédance acoustique est constante sur la chaussée

La condition aux limites pour la fonction de Green sur la chaussée s'écrit:

$$\frac{\partial G}{\partial n} + ik\beta G = 0 \quad (5.11)$$

où β est l'admittance ($\beta = \frac{1}{Z}$)

Dans le cas où on est en présence d'une chaussée absorbante l'admittance est $\beta \neq 0$, il est possible d'utiliser une fonction de Green particulière satisfaisant la condition aux limites sur la chaussée. Cela permet d'exprimer le problème uniquement sur la surface du pneumatique au lieu d'un problème exprimé sur les surfaces du pneumatique et de la chaussée. Ce qui signifie une réduction importante de la taille du problème. Cette fonction de Green est de la forme:

$$G(\vec{y}, \vec{x}) = G_0(\vec{y}, \vec{x}) + P(\vec{y}, \vec{x})$$

Où $G_0(\vec{y}, \vec{x})$ est la fonction de Green de la chaussée rigide donnée par (5.10).

$P(\vec{y}, \vec{x})$ est un terme introduit par la condition aux limites, il doit vérifier l'équation de propagation et les conditions aux limites. P se calcule par la formule

$$P(r, r_0) = -\frac{i\beta}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{e^{ik((y+y_0)\sqrt{1-s^2} - (x-x_0)s)}}{(\sqrt{1-s^2} + \beta)\sqrt{1-s^2}} ds \quad (5.12)$$

L'intégrale se calcule numériquement voir [4], où l'auteur propose aussi de modéliser l'admittance acoustique par la relation expérimentale dite "de Delany et Bazley":

$$\beta = 1 + 9.08 \left(\frac{1000f}{\sigma} \right)^{-0.75} + 11.9 i \left(\frac{1000f}{\sigma} \right)^{-0.73} \quad (5.13)$$

où le coefficient σ caractérise la résistance au passage de l'air (en $\frac{N s}{m^4}$), et f est la fréquence en Hz. Les valeurs de σ sont données pour trois types de chaussées :

- ❖ Herbe ($\sigma = 300 \times 10^3 \frac{N s}{m^4}$)
- ❖ Asphalte ($\sigma = 30000 \times 10^3 \frac{N s}{m^4}$)
- ❖ Béton ($\sigma = 100000 \times 10^3 \frac{N s}{m^4}$)

5.2.5 Les singularités

L'un des inconvénients les plus sérieux de la BEM, est la génération de plusieurs singularités:

- ❖ Les premières singularités sont rencontrées lors du calcul des intégrales. En effet toutes les solutions fondamentales sont singulières lorsque le point sources est confondu au point de calcul. On peut justifier cela par : une source concentrée en un point fini d'intensité finie génère nécessairement, en ce point, un flux infini. Un soin spécial doit être donné pour l'évaluation des intégrales élémentaires, par la suite, lorsque le point source s'approche du point d'observation (appelé souvent dans la littérature "le point singulier" pour cette raison).
- ❖ Un autre problème se manifeste au voisinage de certaines fréquences dites singulières. Dans [36] D. Duhamel affirme qu'au voisinage de ces fréquences singulières il existe plusieurs solutions et que plus on augmente la fréquence, plus il apparaît de fréquences singulières. L'auteur fait l'exposé des différentes méthodes existantes permettant de supprimer ces fréquences. On note que la méthode la plus

utilisée est celle de Burton et Miller. Elle consiste à ajouter à l'équation intégrale une nouvelle équation obtenue en dérivant la première par rapport à la normale extérieure et en la multipliant par un coefficient complexe. Ils ont montré qu'en choisissant convenablement la partie imaginaire de ce coefficient on aboutissait à une solution unique. Cette formulation introduit, encore, des intégrales singulières qu'il faut traiter spécifiquement. Selon le même auteur, ces fréquences sont en fait les fréquences propres du fluide lorsqu'il occupe le volume intérieur du corps avec des conditions aux limites inversées (Dirichlet intérieur pour un problème de Neumann extérieur et inversement). Il ajoute, qu'elles n'ont pas de significations physiques mais traduisent l'approximation faite et la non équivalence entre la formulation et le problème posé.

5.2.6 La discrétisation de l'équation intégrale

Le contour $\Gamma_T = \Gamma + S$ est partitionné en n_{el} éléments:

$$\Gamma_T = \bigcup_{K=1}^{n_{el}} E_K \quad (5.14)$$

$$(5.9) \Leftrightarrow \varepsilon(M)p(M) = \sum_{K=1}^{n_{el}} \int_{E_K} \left(G(M, M') \frac{\partial p(M')}{\partial \vec{n}_{M'}} - \frac{\partial G(M, M')}{\partial \vec{n}_{M'}} p(M') \right) d\Gamma_K(M') \quad (5.15)$$

En pratique au lieu de représenter exactement la frontière Γ_T , on préfère introduire des descriptions paramétriques génériques polynomiales dépendant, pour chaque élément, d'un petit nombre de coefficients. On construit ainsi une frontière approchée $\partial\Gamma_T$. Les éléments de frontière classiques reposent ainsi sur la représentation par noeuds et fonctions de forme. Chaque élément E_K de l'espace physique est rapporté à un élément de référence Δ_e . Les éléments de référence Δ_e sont choisis de forme simple : segment $\xi \in (-1, 1)$ pour le problème plan. Le calcul effectif repose sur une description analytique de chaque élément de frontière, par un paramétrage de la forme:

$$\vec{x}(\xi) = \sum_{j=1}^{n_G} N_j(\xi) x_j \quad (5.16)$$

Où n_G est le nombre des points géométriques.

$$P_K(x_i^K) = \sum_{j=1}^{n_D} U_j \Psi_j^K(x_i^K) \quad (5.17)$$

Les Ψ_j^K sont les fonctions d'interpolation.

On notera pour la suite:

$$H = \frac{\partial G(M, M')}{\partial n_{M'}} \quad \text{et} \quad q = \frac{\partial p(M')}{\partial n_{M'}}$$

et (5.15) donne:

$$\varepsilon(M)p(M) = \sum_{K=1}^{n_{el}} \int_{E_K} \left(G \sum_{j=1}^{n_D} q_j^K \Psi_j^K(M^K) - H \sum_{j=1}^{n_D} p_j^K \Psi_j^K(M^K) \right) d\Gamma_K \quad (5.18)$$

Si on se trouve sur un point i alors (5.18) s'écrit:

$$\varepsilon_i p_i = \sum_{K=1}^{n_{el}} \sum_{j=1}^{n_D} q_j^K \int_{E_K} G_i \Psi_j^K(M_i^K) d\Gamma_K - \sum_{K=1}^{n_{el}} \sum_{j=1}^{n_D} p_j^K \int_{E_K} H_i \Psi_j^K(M_i^K) d\Gamma_K \quad (5.19)$$

Sous forme compacte:

$$\varepsilon_i p_i + \sum_{K=1}^{n_{el}} \sum_{j=1}^{n_D} p_j^K a_{iK}^j = \sum_{K=1}^{n_{el}} \sum_{j=1}^{n_D} q_j^K b_{iK}^j \quad (5.20)$$

Avec:

$$a_{iK}^j = \int_{E_K} \Psi_j^K \frac{\partial G_i}{\partial n} d\Gamma_K$$

$$\text{et} \quad b_{iK}^j = \int_{E_K} \Psi_j^K G_i d\Gamma_K$$

l'équation (5.20) est valable pour un nœud i , si on a n_{noeud} on peut générer n_{noeud} équations qui peuvent être assemblées dans le système suivant:

$$[A]\{U\} - [B]\left\{\frac{\partial p}{\partial n}\right\} = 0 \quad (5.21)$$

Tenant compte de (5.2), (5.21) devient:

$$[A]\{U\} - [B]p\{\gamma_n\} = 0 \quad (5.22)$$

Les $\{\gamma_n\}$ étant obtenus suite au calcul structurel par FEM, on n'aura qu'à résoudre le système linéaire (5.22) par une des méthodes classiques.

CONCLUSION

Dans notre étude de l'influence de l'absorption de la chaussée dans le bruit de roulement, l'étude bibliographique nous a permis d'identifier les différents aspects du problème ainsi que les différents modèles proposés dans la littérature. On a adopté le modèle qui prend la chaussée comme un facteur essentiel dans le problème de rayonnement et non pas comme, seulement, un identificateur de l'excitation.

Après le calcul de la dimension de la zone de contact, on s'est intéressé aux caractéristiques structurelles du modèle.

Pour valider ces différentes caractéristiques la méthode la plus utilisée est l'analyse modale. Alors on a découplé le problème étudiant la pneumatique seul, pour ses deux configurations, à savoir : libre et écrasé. La comparaison de nos résultats avec d'autres résultats issus de différents modèles expérimentaux, numériques et analytiques montre une bonne concordance des basses fréquences. Cette concordance commence à se perdre en allant vers des fréquences plus élevées. Mais, une petite modification sur le modèle (par l'introduction de la participation de la jante et de la bande de roulement) a permis de réhabiliter la concordance.

Après la validation des caractéristiques liées aux matériaux, la validation de la charge excitatrice a été abordée par la suite. Elle a été modélisée par un déplacement harmonique imposé au nœud central de la jante.

Etant rassuré par la concordance des résultats de la validation avec ceux de la littérature, on recouplé le modèle. Le couplage du pneumatique avec la chaussée est assuré par une condition de continuité de contrainte à l'interface du contact.

A la fin de la première partie consacrée à l'étude structurelle, on a déterminé le profil vibratoire de tout le modèle couplé pour en n'extraire que la partie liée aux bords.

Le problème de rayonnement acoustique n'étant régi que par la frontière du modèle, elle est la seule à considérée.

La première partie, à savoir la partie structure, a été entièrement modélisée par la méthode des éléments finis, à l'aide du code de calcul Aster. Cela est dû à la flexibilité de cette méthode et au réalisme qu'elle peut offrir au modèle étudié.

Au dernier chapitre, nous avons exposé les différents outils à implémenter dans la méthode des éléments de frontière.

Vu les différents handicaps que présente la méthode des éléments finis ainsi que les méthodes géométriques, le passage par la méthode des éléments de frontière a été inéluctable.

On a vu que la BEM est l'outil le plus approprié pour la modélisation acoustique vue la manière avec laquelle elle considère le problème. Mais elle présente de sérieux problèmes de fortes singularités lors de son implémentation.

Les codes qui utilisent ce puissant outil numérique ne sont pas nombreux. Alors, on doit passer par le développement d'un outil numérique spécifique capable de modéliser les problèmes de l'acoustique linéaire ainsi que les problèmes vibroacoustiques.

Le modèle qu'on a utilisé est encore loin d'être complet. La modélisation de l'excitation doit jouir d'une attention particulière. Plusieurs auteurs pensent que la clé est dans la modélisation des forces de contact et que c'est là qu'il faut investir.

Actuellement, la plupart des travaux sont limités aux basses fréquences où les sources vibratoires sont les plus dominantes. L'introduction des phénomènes liés aux hautes fréquences, tel que « l'air pumping » est quasiment absente des modèles.

Beaucoup de travail reste encore à faire, comme l'introduction de lois de comportement plus réalistes (considérer la viscoélasticité du pneumatique par exemple), et la considération de l'aspect 3D du problème.

Mais le problème le plus sérieux sera toujours la modélisation des forces de contact, qui dépendent même des phénomènes aéroacoustiques, tout en gardant le système pneumatique/chaussée couplé.

REFERENCES

1. Joël Lelong, "Vehicle noise emission: Evaluation of tyre/road and motor noise contributions", Internoise 99
2. Joël Lelong and Roger Michele, " Effect of acceleration on vehicle noise emission", INRETS, Laboratoire Transports et Environnement, France
3. Houari. A, "Influence de la rigidité de la chaussée sur le bruit de contact pneumatique-chaussée", Thèse de doctorat, Université de Compiègne 2003
4. Ali Fadavi, "Modélisation numérique des vibrations d'un pneumatique et de la propagation du bruit de contact", thèse PhD, 2002, ENCP
5. Sameur. A " Modèle de contact pneumatique/chaussée pour la prévision du bruit de roulement ", thèse de doctorat de l'école nationale des ponts et chaussées, 2004
6. Sandberg. U, "Low noise road surfaces – A state-of-the-art review" Reprint from the journal (E) of the acoustical society of Japan, Vol. 20, N°1 (1999), pp, 1-77
7. Hiroshi Yamauchi and Yasuji Akiyoshi, "Theoretical analysis of tire acoustic cavity noise and proposal of improvement technique", Society of Automotive Engineers of Japan Inc. and Elsevier Science.
8. Leonardo Molisani,"A Coupled Tire Structure-Acoustic Cavity Model ", PhD thesis Mechanical Engineering, Blacksburg, Virginia, The USA 2004
9. Hamet. J. –F, "Modeling tire/road generation", Acoustique & technique INTERNOISE Special
10. Hamet. J. –F and Klein. P, "Road texture and tire noise", INRETS, 000674.doc
11. Jean-François Hamet et Philippe Klein, "Recherches physiques sur le bruit de roulement dans les projets 'Texture & bruit' et S.I.R.U.US.", Journée d'étude Bruit du trafic routier, INRETS, Nantes, France 2001

12. Soedel. W and Prasad. M. G, "Calculation of natural frequencies and modes of tires in road contact by utilizing eigenvalues of the axisymmetric non-contacting tire", Journal of sound and vibration (1980) 70(4), 573-584
13. Chang. Y. B, Yang. T.Y and Soedel. W, "Dynamic analysis of a radial tire by finite elements and modal expansion"
14. Perisse. J and Hamet J.-F, "A comparaisn of the 2D ring and 3D orthotropic plate for modelling of radial tire vibrations", INRETS, 000453.doc
15. Soedel. W and Prasad. G, "Calculation of natural frequencies and modes of tires in road contact by utilizing eigenvalues of the axisymmetric non-contacting Tire", Journal of sound and vibration (1980) 70(4), 573-584
16. Fujikawa. T, Hiroshi. K, Yasuo. O and Hideki. T, " Definition of road roughness parameters for tire vibration noise control ", Applied Acoustics 66 (2005) 501–512
17. Philippe Klein, "Effet dièdre: Etude du modèle de Kropp", MMA9807, INRETS 1998
18. Kuo. C.-Y, Graf. A.G, Dowling. A .P and Graham. W. B, "On the horn effect of a Tyre/Road interface, Part I : Experiment and computation", Journal of sound and vibration (2002) 256(3),417-431
19. Kuo. C.-Y, Graf. A.G, Dowling. A .P and Graham. W. B, "On the horn effect of a Tyre/Road interface, Part II : Asymptotic theories", Journal of sound and vibration (2002) 256(3),433-445
20. Nelson. N. B, "On the compression of a cylinder in contact with a plane surface", Institute of basic standards, National bureau of standards, Washington. July 19, 1973
21. Vincent. A and Bernard. B, " Coefficients de restitution et efforts aux impacts. Revue et comparaison des estimations analytiques", Institut National de Recherche en Informatique et en Automatique, N°5401

22. Lamarche. S, " Modélisation du contact", Manuel d'utilisation du code-Aster
U2.04.04-A
23. Tardieu. N and Vautier. I, " Contact unilatéral par des conditions cinématiques",
manuel de référence du Code-Aster, R5.03.50-B
24. Peter W.A. Zegelaar, " Modal Analysis of Tire In-Plane Vibration ", 971101
Vehicle Research Laboratory, Delft University of Technology, The Netherlands.
25. A. Aiad, "Méthodes numériques", cours de la post-graduation 2004-2005,
Université Saad Dahleb de Blida.
26. Boyere. E et Boiteau. O, "Méthodes de résolution", Manuel d'utilisation du code-
Aster, U4.52.04-H.
27. Boiteau. O, "Algorithme de résolution pour le problème généralisé ", Manuel de
Référence du code-Aster R5.01.01-C
28. MICHEL. S -PONNELLE, " Notice d'utilisation sur le choix des éléments finis ",
Manuel d'utilisation du code-Aster, U2.01.10
29. Sarigül. Y, "Sound modeling for room acoustic", Dokuz Eylü University, Bornova,
Izmir
30. Fortin. A et Garen. A, "Les éléments finis: de la théorie à la pratique", Département
de génie mécanique, Ecole Polytechnique de Montréal
31. Marc Bonnet, "Boundary integral equation methods for solids and fluids", John
Wiley & Sons Ltd, Edition Eyrolles and CNRS 1995, Paris, France
32. Hunter. P, "FEM/BEM notes", Department of engineering science, the University
of Auckland.
33. Bruneau. M, "Manuel d'acoustique fondamentale", Editions HERMES, Paris, 1998

34. Simon Chandler-Wilde and Steve Langdon, "Boundary element methods for acoustics", Department of Mathematics, University of Reading, Whiteknights, Berkshire, UK, 2005

35. Milton Abramowitz and Irene A. Stegun, "Handbook of mathematical functions", Dover Publications, New York (1972).

36. Denis Duhamel, "L'acoustique des problèmes couples fluide-structure, application au contrôle actif du son", thèse de doctorat de l'ENPC, 1994

ANNEXE A LE CODE-ASTER

Introduction:

Le Code_Aster est un logiciel de calcul et d'analyse thermomécanique des structures par la méthode des éléments finis, développé par EDF (Electricité De France) pour servir comme outils d'expertise des problèmes et d'études des constructions de génie civil et de production et transport d'électricité tel que les barrages et les centrales nucléaires. Il est distribué avec son code source gratuitement en version libre. Il est permis de le copier, modifier et l'utiliser selon les termes de la licence GNU GPL

Ce Code propose, bien au-delà des fonctionnalités standards d'un code de calcul thermo-mécanique, toute une panoplie de méthodes d'analyse et de modélisation multiphysique : de l'analyse sismique aux milieux poreux en passant par l'acoustique, la fatigue...

Ses modélisations, ses algorithmes et ses solveurs bénéficient de travaux continus d'amélioration et de complétude.

Historique

Depuis 1989, le Code_Aster est reconnu, au sein d'EDF, comme l'outil de simulation numérique délivrant à temps les innovations indispensables à l'expertise des problèmes.

L'ancienneté de certains de ces modèles et leur longue utilisation ont contribué à accroître leur robustesse.

Le Code-Aster permet de réaliser des calculs de structures pour les phénomènes divers:

Mécanique

- Statique, quasi statique linéaire ou non
- Dynamique, linéaire ou non, sur base physique ou modale
- Rupture, endommagement et fatigue
- Interactions Sol-Structure, Fluide-Structure et Sol-Fluide-Structure

Thermique

- Stationnaire, transitoire, linéaire ou non
- Repère fixe ou mobile

Phénomènes associés

- Acoustique (Milieux Clos)
- Métallurgie
- Hydratation et séchage

Pourquoi le Code_Aster est en logiciel libre ?

La réponse est la reconnaissance et l'enrichissement par l'usage. Les défauts, plus rapidement et complètement identifiés, les savoir-faire diversifiés et la créativité des contributions métiers précipiteront et garantiront une meilleure validation/qualification des modèles par les utilisateurs du réseau.

Le retour d'expérience est un outil précieux dans le processus de développement, il collecte les demandes des utilisateurs, répertorie les anomalies constatées et suit leur évolution au cours du temps.

Eléments finis et lois de comportement

Si le problème ne s'accommode pas des 95 lois de comportement actuellement présentes, la programmation ou la modification d'une loi de comportement est aisée.

Après avoir enrichi en conséquence les catalogues des commandes `DEFI_MATERIAU` et `STAT/DYNA_NON_LINE` des mots clés permettant d'introduire ses paramètres d'entrée, il reste à écrire la routine réalisant l'intégration de cette loi de comportement. Elle fournira les données élémentaires indispensables à l'algorithme de résolution (tenseur des contraintes et variables internes réactualisées, matrice tangente...). Différents utilitaires facilitent et fiabilisent cette intégration.

De même pour les éléments finis, si on ne trouve pas l'élément adéquat dans les 360 existants, on peut créer un. Moyennant l'appropriation de la démarche décrite dans la documentation de développement, introduire un nouvel élément fini est modulaire et ne nécessite pas de maîtriser tout le code.

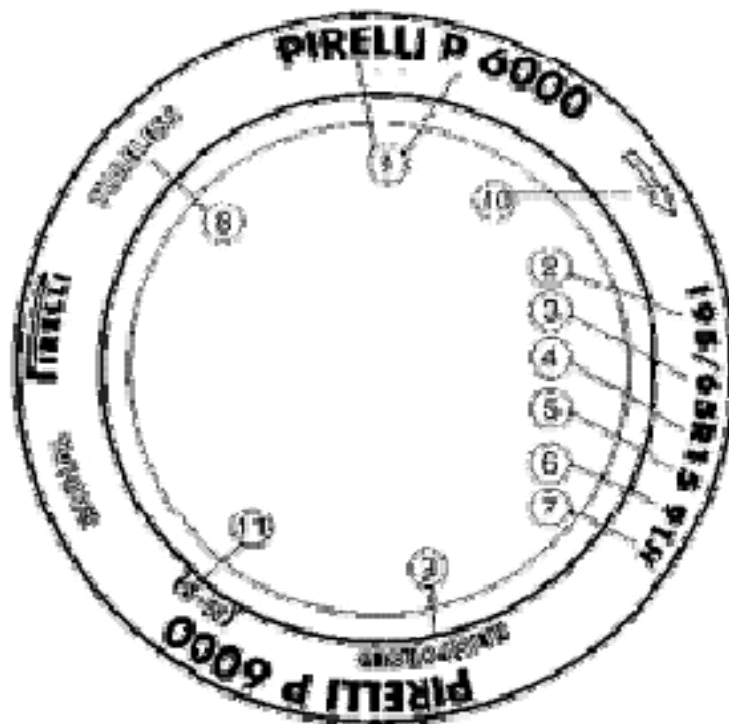
Inconvénients dû à son aspect modulaire et d'autres aspects:

Même si le code Aster fournit des outils incontestables et très puissants, il présente plusieurs inconvénients surtout à cause de son aspect modulaire. On cite par exemple :

- Les messages d'erreur sont très flous et non explicites.
- La détection des erreurs, par la suite, est très difficile.
- La documentation du code est éparpillée et très volumineuse. Ce qui rend l'utilisation d'une commande très coûteuse (temps).
- L'interface graphique du code est absente. Ce qui induit, par souci de commettre des erreurs, à utiliser d'autres logiciels tel que Eficass et Meg.
- La visualisation des résultats ne se fait qu'en post traitement par d'autres logiciels tel que Gmsh.
- L'étude de propagation acoustique n'est faisable que pour des domaines clos.

ANNEXE B LIRE UN PNEUMATIQUE

Voici tout ce que l'on peut retrouver sur un pneu. Les pneus modernes ont été simplifiés, on y retrouve beaucoup moins d'information.



1. Marque et profil
2. Largeur nominale de la section
3. Rapport nominal entre la hauteur et la largeur de section
4. Enveloppe à structure " radial "
5. Diamètre nominal de la jante de montage en pouce
6. Indice de charge
7. Indice de vitesse
8. Pneumatique sans chambre à air (sinon marquage tube type)
9. Indice de structure renforcée

10. La flèche indique le sens de rotation du pneu

11. M+S indique une bande de roulement de type hivernal

ANNEXE C COMPOSITION D'UN PNEUMATIQUE

Introduction

Les élastomères, comme les matières plastiques, font partie de la famille des polymères. Le terme "élastomère" est utilisé aujourd'hui pour désigner d'une façon générale tous les caoutchoucs c'est-à-dire les substances macromoléculaires, naturelles ou synthétiques, possédant l'élasticité « caoutchoutique ».

Le terme "caoutchouc" vient du mot indien CAHUTCHU ("bois qui pleure") et rappelle ainsi l'origine du caoutchouc naturel, précurseur des élastomères d'aujourd'hui.

Le caoutchouc est, soit d'origine naturelle, provenant essentiellement de l'Hevea Brasiliensis, soit synthétique, issu de la pétrochimie.

Si les pneumatiques consomment 55% de la production des élastomères, on utilise aussi ces derniers dans un grand nombre d'autres secteurs industriels: l'automobile (à elle seule 80% de toutes les utilisations des élastomères) sous la forme de joints, de liaisons élastiques, de tubes et de tuyaux, de membranes ou de dispositifs antivibratoires, ainsi que dans l'industrie mécanique, dans l'industrie aéronautique, dans les transports, dans l'industrie électrique, dans le bâtiment, en médecine et en pharmacie, et même dans l'industrie nucléaire. Dans ces différentes applications, les élastomères peuvent être associés à d'autres matériaux tels que les métaux, les textiles et certaines matières plastiques.

L'industrie de transformation du caoutchouc est divisée en deux grands secteurs: le pneumatique (en France 70% de la production) et le caoutchouc industriel, c'est-à-dire toutes les pièces en caoutchouc hors pneumatique (en France 30% de la production).

Dans le secteur du pneumatique en 1995, Michelin (France) occupe le deuxième rang mondial (en chiffre d'affaires) derrière Bridgestone (Japon) et devant Goodyear (États-Unis).

Enfin, le rôle du pneumatique dans la conception des véhicules apparaît aujourd'hui fondamental. On pourrait assister à la création de pneumatiques adaptés à une voiture donnée, ce qui conduirait au couple pneu-voiture indissociable.

Fonctions et composition d'un pneumatique

La conception d'un pneumatique pour automobile est une opération délicate car la technologie employée est des plus complexes.

Les fonctions du pneumatique sont :

1. Supporter la charge
2. Assurer la transmission des efforts
3. Diriger le véhicule (efforts très importants sur les roues directrices)
4. Contribuer à la tenue de route, au freinage et à la suspension

Composition d'un pneumatique :



Il est composé de quatre parties principales :

1. Une feuille d'un caoutchouc synthétique très étanche à l'air. Cette feuille se trouve à l'intérieur du pneu et fera fonction de chambre à air.
2. La nappe-carcasse. Cette carcasse est composée de minces câbles en fibres textiles disposés en arceaux droits et collés au caoutchouc. Ces câbles sont un élément clé de la structure du pneu et vont lui permettre de résister à la pression. Dans une nappe de pneu automobile, il y a environ 1400 câbles qui peuvent chacun résister à une force de 15kg.
3. Un bourrage zone basse. Son rôle est de transmettre les couples moteur et freineur de la jante vers l'aire de contact au sol.
4. Les tringles servent à serrer le pneu sur la jante. Elles peuvent supporter jusqu'à 1800 kg sans risque de rupture.
5. Les flancs en gomme souple vont protéger le pneu des chocs qui pourraient endommager la carcasse, comme les chocs contre les trottoirs, par exemple. Une gomme dure assure la liaison entre le pneu et la jante.
6. Le nappes-sommet. Armées de câbles en acier très fins mais très résistants, elles sont croisées obliquement et collées l'une sur l'autre. Le croisement de leur fils avec

ceux de la carcasse forme des triangles indéformables. Dénommée triangulation, cette disposition assure la rigidification du sommet. Ces nappes, qui ceinturent tout le sommet du pneu, ont un rôle très complexe :

- elles doivent être suffisamment rigides dans le sens circonférentiel du pneu pour ne pas s'étirer sous l'effet de la centrifugation, afin de maîtriser parfaitement le diamètre du pneu, quelles que soient les conditions d'utilisation.
- elles doivent aussi être rigides dans le sens transversal pour résister aux efforts de dérive. Mais elles doivent également être souples dans le sens vertical pour "boire l'obstacle".

Pour obtenir ces nappes, il faut coller l'acier à la gomme. Très difficile à obtenir, la cohésion parfaite entre ces matériaux dissemblables est indispensable.

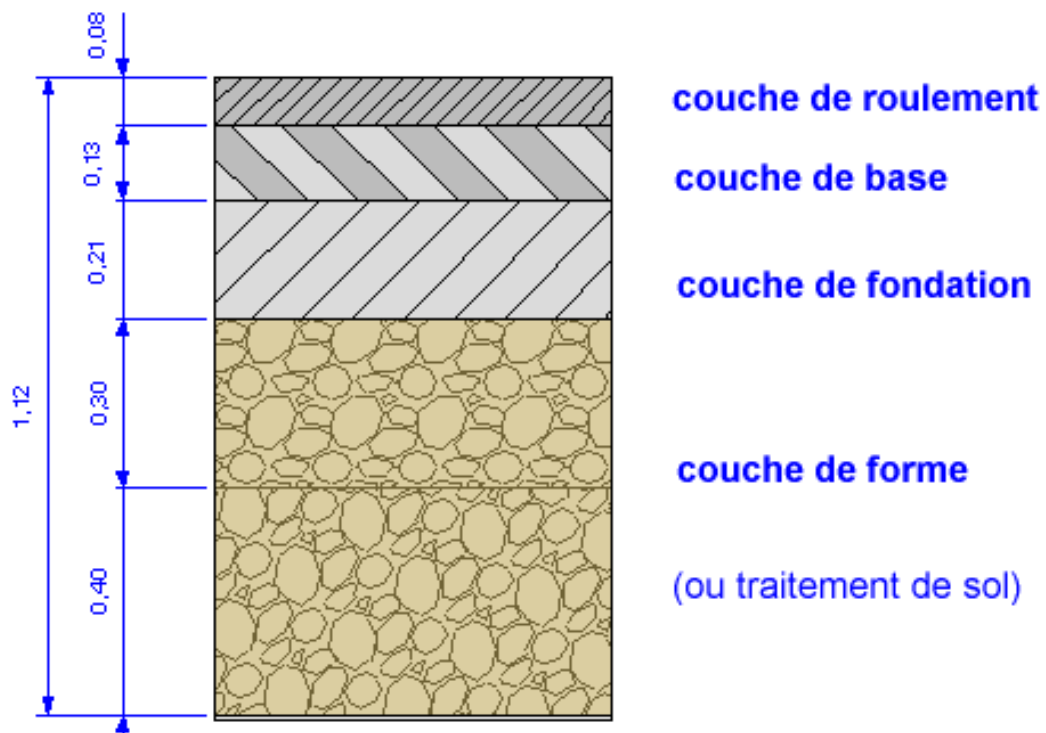
7. La bande de roulement est posée par dessus les nappes sommet. Cette partie du pneu, qui recevra les sculptures, sera en contact avec la route. Dans l'aire de contact au sol, la bande de roulement doit pouvoir résister à des efforts très importants. Le mélange qui la constitue doit être adhérent sur tous types de sols, résister à l'usure, à l'abrasion et doit s'échauffer faiblement.

ANNEXE D COMPOSITION D'UNE CHAUSSEE

La chaussée est la partie d'une voie de communication affectée à la circulation des véhicules.

Les chaussées modernes sont réalisées en plusieurs couches :

- la couche de roulement est généralement constituée de béton bitumineux, mais pour les faibles trafics on se contente quelquefois d'un enduit superficiel à base de bitume en émulsion ou fluidifié par un solvant
- la couche de base et la couche de fondation qui assurent la diffusion des efforts sont souvent constituées de graves traitées avec des liants hydrauliques (ciment, laitier, cendre volante) ou bitumineux.



L'ensemble repose sur le sol par l'intermédiaire d'une couche de forme dont l'épaisseur peut être importante si la portance du terrain est faible. Pour économiser des matériaux, on la remplace souvent par un traitement du sol en place au ciment ou à la chaux, si sa nature s'y prête (limon, argile, craie).

En cas de trafic important, on interpose parfois une couche de liaison entre la couche de roulement et la couche de base pour faciliter la reprise des efforts superficiels (horizontaux).

Des catalogues de chaussées types ont été constitués pour faciliter le travail des concepteurs. Ils prennent en compte les différents matériaux disponibles, et le trafic routier prévisible. C'est principalement le trafic lourd qui détermine les épaisseurs des couches de base et fondation (un camion « vaut » dix véhicules légers).

Les autoroutes qui supportent de forts trafics lourds sont quelques fois constituées de dalles en béton armé (les couches de roulement et de base sont confondues en une seule).

Pendant des décennies, les constructeurs de chaussées se sont efforcés, comme, d'empêcher l'eau de pénétrer à l'intérieur des chaussées. Cependant de nouvelles techniques apparaissent :

- les enrobés drainants éliminent le film d'eau qui se forme en surface et diminuent ainsi les projections et le risque d'aquaplanage
- les chaussées réservoirs permettent de limiter ou ralentir le ruissellement et participent donc à la prévention des inondations.

La formulation de ces nouveaux matériaux est délicate car leur plus grande porosité entraîne une résistance mécanique plus faible, des risques de colmatage et une plus grande sensibilité au gel.

ANNEXE E LES METHODES DE MESURE DU BRUIT DE CONTACT PNEUMATIQUE/CHAUSSEE

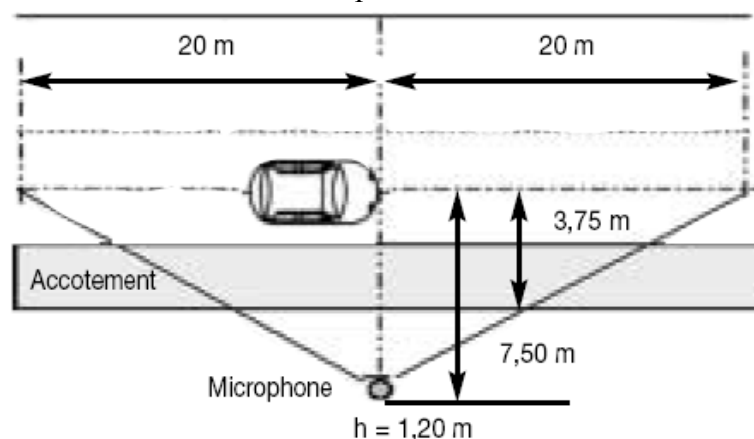
E.1 Introduction

Par mesures relatives au bruit de roulement, nous entendons les mesures de bruit proprement dites, les mesures de propriétés acoustiques qui influencent le bruit (absorption par exemple) ou les mesures de caractéristiques physiques auxquelles sont liées les propriétés acoustiques.

E.2 Procédures de mesure “au passage”

a) Principe général

Ces procédures consistent à mesurer le niveau de bruit à proximité de la voie : 7,50 m de l'axe de la voie et 1,20 m de hauteur (figure ci-après) lors du passage d'un échantillon de véhicules du trafic ou de véhicules d'essai pris isolément.



On détermine simultanément à chaque passage, le niveau LA_{max} et la vitesse de chaque véhicule. A l'issue des mesurages, on obtient donc plusieurs couples :

LA_{max} /vitesse. On calcule ensuite la loi de régression (statistique) LA_{max} en fonction du logarithme de la vitesse sous la forme :

$$LA_{max}(V) = LA_{max}(V_{réf}) + a \times \log_{10}(V/V_{réf})$$

Où $LA_{max}(V_{réf})$ représente le niveau sonore ramené à la vitesse de référence $V_{réf}$.

a est la pente de la droite de régression.

L'équation permet de déterminer le LA_{max} pour une vitesse quelconque, à condition toutefois que celle-ci soit contenue dans l'intervalle de validité de la régression. Pour pouvoir calculer la droite de régression, il faut effectuer des mesures avec un nombre suffisant de véhicules.

Lorsque la mesure porte sur les véhicules du trafic, elle permet entre autre de déterminer les lois d'émission sonore pour différentes classes de véhicule, ces lois pouvant être utilisées pour le calcul du niveau équivalent $LA_{eq}(T)$ en façade des habitations riveraines de l'infrastructure routière.

b) Méthode “Véhicule isolé” (VI)

Le terme “isolé” signifie que les véhicules sont pris isolément dans le flot de circulation. La norme spécifie 4 classes de véhicules, mais dans la pratique on ne mesure que les véhicules légers (VL), et les trains routiers ayant 4 ou 5 essieux (TR) (les autres classes étant trop peu représentées).

Cette procédure permet, d’une part, de quantifier pour les conditions de trafic existantes, l’effet du revêtement sur le bruit du trafic et d’autre part, si les conditions sont identiques, de comparer les performances acoustiques des revêtements routiers pour chaque classe de véhicule.

Cette méthode nécessite la mesure du bruit au passage d’au moins 80 véhicules par classe.

Le $LA_{\max}(V_{\text{réf}})$ de chaque classe de véhicule est ensuite ramené à une température de référence de 20°C.

Les conditions de site décrites dans la norme sont contraignantes. D’une façon générale, le site doit être libéré de tout obstacle réfléchissant (bâtiment, arbre, glissières...) dans un rayon inférieur à 10 fois la plus petite dimension de l’obstacle et inférieur à 50 m.

Afin de rendre la méthode plus opérationnelle, un protocole d’utilisation plus tolérant a été produit par le sous-groupe “Bruit” du GNCDS. Avec ce protocole, les critères de répétitivité “r” et de reproductibilité “R” sont les suivants :

$$r = 1 \text{ dB}(A) \text{ et } R = 1,5 \text{ dB}(A)$$

c) Méthode “Statistique au passage” (SPB)

Elle se rapproche de la précédente (véhicules isolés), avec les différences suivantes :

- on ne distingue que 3 classes de véhicules (véhicules légers, véhicules lourds à 2 essieux et véhicules lourds à plus de 2 essieux),
- le nombre minimal de véhicules est de 100 pour les VL, 30 pour chaque catégorie de poids lourds,
- aucune correction de température n’est spécifiée,
- les contraintes de site sont encore plus fortes. Pour ces raisons, l’application de cette méthode est très difficile dans un contexte opérationnel.

d) Méthode “Véhicule maîtrisé” (VM)

Le terme “maîtrisé” signifie que les véhicules d’essai ne sont pas quelconques et qu’ils sont conduits dans des conditions bien définies. La procédure de mesurage nécessite l’emploi de deux véhicules équipés de deux montes de pneumatiques.

On obtient alors 4 configurations distinctes véhicule/pneumatique. Le choix doit être réalisé de telle sorte que les véhicules et les pneumatiques utilisés soient les plus représentatifs du parc en circulation. Pour chacune des configurations, on doit effectuer 8 mesures pour des vitesses comprises entre 70 et 110 km/h, soit un total de 32 passages. Les véhicules circulent moteur en marche, à vitesse stabilisée, sur un rapport de boîte optimal en fonction de la vitesse afin de minimiser les bruits d’origine mécanique.

La loi de régression LA_{\max} est alors établie en fonction du logarithme de la vitesse.

La correction de température ainsi que les contraintes de site sont identiques à celles décrites dans la procédure VI.

Les critères de répétitivité “r” et de reproductibilité “R” pour cette procédure sont les suivants :

$$r = 0,7 \text{ dB}(A) \text{ et } R = 1,6 \text{ dB}(A)$$

Cette méthode nécessite de réaliser les mesures en l'absence du trafic automobile. Les deux méthodes "véhicule isolé" et "véhicule maîtrisé" fournissent, pour les VL, des résultats proches à ± 1 dB(A).

E.3 Procédures de mesure "en continu"

a) Principe général

Ces méthodes consistent à mesurer le bruit émis par un ou plusieurs pneumatiques d'essai en champ proche de la roue (moins de 1 m). La roue d'essai est soit l'une des roues du véhicule, soit une roue montée sur une remorque.

Le véhicule roule à vitesse stabilisée. Le niveau sonore et la vitesse sont échantillonnés de façon continue sur la section de route à caractériser. Plusieurs passages sont effectués.

Le niveau sonore de chaque échantillon est recalé en fonction de la vitesse puis, pour une vitesse de référence donnée, le niveau sonore moyen de la section de route considérée, ainsi que la dispersion autour de cette moyenne, sont calculés.

Le matériel de mesure doit respecter un ensemble d'exigences destinées à s'assurer que le résultat ne soit pas affecté par des réflexions parasites ou des sources sonores autres que le pneumatique d'essai. Ces spécifications peuvent être complétées, le cas échéant, par une procédure d'analyse permettant, lors du dépouillement, d'écarter les échantillons perturbés (passage d'un autre véhicule, singularité sur la chaussée, etc.).

Ces procédures peuvent, dans la plupart des cas, être mises en oeuvre sous circulation.

b) Méthode CPX 1 "véhicule du LREP2"

Le microphone est placé sur un véhicule d'essai à 80 cm derrière la roue arrière située du côté opposé à l'échappement, et à 15 cm au-dessus de la chaussée. Un pneu d'essai unique est utilisé.

Les vitesses des différents passages s'échelonnent autant que possible dans un domaine de l'ordre de ± 15 km/h autour de la vitesse de référence, fixée à 50 km/h pour un axe urbain et 90 km/h pour un axe interurbain ou une voie rapide.

Le niveau sonore à la vitesse de référence est calculé par une régression en fonction du logarithme de la vitesse selon le même principe que les méthodes au passage.

Il est à noter que, pour une même famille de revêtements, le niveau sonore mesuré par cette technique est supérieur d'environ 20 dB(A) à celui mesuré "au passage".

Cette méthode est très peu pratiquée à ce jour.

Sa répétitivité est de l'ordre de 0,5 dB(A). Etant donné le nombre réduit de ces véhicules, sa reproductibilité n'a pas été évaluée à ce jour.

c) Méthode CPX "véhicule Sirano"

Le véhicule est équipé de deux antennes microphoniques comportant chacune quatre capteurs. Elles sont placées respectivement devant et derrière le train de roues intérieur (roues jumelées de poids lourd), à 16 cm du sol et à 40 cm de l'aire de contact.

Ce véhicule multifonction roule à une vitesse de 72 ± 5 km/h.

Les niveaux sonores sont ramenés à la vitesse de référence de 72 km/h par une correction en $30 \times \log_{10} \left(V / V_{réf} \right)$

Après traitement des données acoustiques échantillonnées tous les 10, 20 ou 100 m, les résultats sont fournis soit en niveau global pondéré A, soit en niveau pour chaque bande de tiers d'octave entre 315 Hz et 2500 Hz. Au cours des premières campagnes d'essais (1500

km environ), la répétitivité de la mesure a été estimée à 0,5 dB(A). Etant donné l'unicité de l'appareil, sa reproductibilité n'a pas été évaluée à ce jour.

Compte tenu des conditions de mesure particulières liées au véhicule et au type de train de roues (jumelées), les valeurs obtenues ne sont pas a priori corrélables avec des mesures réalisées à proximité d'une roue de véhicule léger.

d) Travaux ISO

Un groupe de travail de l'ISO étudie actuellement la définition d'une mesure en continu du bruit de roulement (projet ISO 11819-2). Cette méthode serait applicable soit avec une remorque (dotée en général d'un capotage) soit avec un véhicule instrumenté.

Au stade actuel d'avancement des travaux, le projet de norme prévoit la mesure simultanée du bruit par deux microphones situés en avant et en arrière du pneumatique, à 45 degrés par rapport à l'axe de la roue, à 28 cm de la zone de contact pneumatique-chaussée et à 10 cm au-dessus de la chaussée.

Le résultat d'une mesure est la moyenne des niveaux sonores enregistrés par les deux microphones. Les pneumatiques d'essai utilisés sont au nombre de 2 ou 4 selon l'option choisie par l'opérateur.

Le niveau sonore à la vitesse de référence (50, 80 ou 110 km/h) est calculé soit par application d'une correction de vitesse forfaitaire, soit par une régression en fonction du logarithme de la vitesse selon le même principe que les méthodes au passage.

Le niveau sonore caractéristique de chaque pneumatique est fourni séparément. Un indice global peut également être exprimé par combinaison des résultats des différents pneumatiques. Enfin, l'écart-type des résultats de chaque tronçon, autour de la moyenne représentative de la section, peut être calculé.

La répétitivité de la méthode serait de l'ordre de 0,5 dB(A). Sa reproductibilité n'est en revanche pas connue à ce jour.

E.4 Comparaison des domaines d'application des méthodes au passage et en continu

Méthode	Domaine d'application	
	Avantages	Limites
Véhicule Maîtrisé	Qualification d'un revêtement: - sur piste d'essai, - sur chaussée non circulée Bonnes répétitivité et reproductibilité.	Calcul d'un niveau LAeq(T) impossible. Pas de poids lourds. Fortes contraintes de site. Mesure ponctuelle.
Véhicule Isolé et SPB	Qualification d'un revêtement sous circulation. Prend en compte les poids lourds. Permet de calculer un LAeq (T) en façade. Bonnes répétitivité et reproductibilité.	Fortes contraintes de site. Mesure ponctuelle. La densité du trafic ne doit pas être trop élevée
Méthodes en continu	Mesure sur une grande distance Appréciation de l'homogénéité d'un itinéraire. Bonne répétitivité.	Calcul impossible d'un niveau LAeq (T). Pas de représentativité des poids lourds. Reproductibilité non encore établie.

Conclusion:

Dans l'état actuel des connaissances, étant donné leurs bons critères de répétitivité et reproductibilité, et leur bonne inter-comparabilité, les méthodes de mesure « au passage » sont recommandées :

- la méthode « Véhicule Isolé » pour des sites pour lesquels le trafic le permet,
- la méthode « Véhicule Maîtrisé » pour les sites hors circulation (chantiers neufs, pistes d'essai) ou ceux nécessitant une coupure momentanée de la circulation.

Pour les sites non dégagés (par ex. urbain), les méthodes « au passage » peuvent être appliquées pour des comparaisons « avant-après » en attente de qualification d'une méthode en continu.

Il n'existe pas à ce jour de relation établie entre les résultats de mesure par des méthodes au passage et des méthodes en continu.

ANNEXE F HISTORIQUE

Introduction

- C'est la société Goodyear qui à Découvert en 1839 la vulcanisation du caoutchouc (opération qui consiste à incorporer du soufre au caoutchouc pour lui donner des propriétés particulières).
- John Boyd Dunlop, Vétérinaire écossais, vivant en Irlande invente en 1887 le pneumatique. Il conçoit une "chambre à air" enveloppée d'une toile en coton tissé, qu'il colla et cloua sur une jante en bois. Le résultat fut tout aussi rustique qu'efficace.
- Le 23 Juillet 1888, J.B Dunlop dépose le brevet qui allait révolutionner la roue.
- En 1891 Les frères André et Edouard Michelin invente le pneu démontable, ce qui révolutionna le pneu et qui leur apporta une réputation mondiale.
- Vers 1910, les pneus s'équipent d'une tringle métallique dans le talon, destiné à améliorer la rigidité. Ils adoptent aussi des structures, et on ajoute du noir de carbone pour augmenter leur résistance à l'abrasion.
- Les Allemands, en 1915, mettent au point le caoutchouc synthétique.
- Dans les années 1920, la toile tissée disparaît, et est remplacée par des tissus câblés sans trame.
- En 1937, Michelin a créé la carcasse en Acier.
- En 1946, Michelin invente la carcasse radiale. Ce qui a pour but de dissocier le travail des flancs et celui de la bande de roulement.
- Daytona 1973, premier pneu "Slick" développé par Goodyear.
- En 1978 Honda équipera la première moto de série avec des pneus "tubeless". Ce sera sur la 1000 CBX.
- 1983 voit l'arrivé du pneu increvable. Créé par Michelin, sa première application sera pour les concurrents du Paris-Dakar. Il s'appellera le "Bib Mousse".