

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Rafael
Rogora Kawano E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 12, 02, 2009


.....
ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Prototipagem Virtual Sonora Aplicada a Ruído de Martelamento de Pneumáticos Automotivos

Autor: Rafael Rogora Kawano

Orientador: Prof. Dr. José Roberto de França Arruda

33/2009

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA**

**Prototipagem Virtual Sonora Aplicada a Ruído
de Martelamento de Pneumáticos Automotivos**

Autor: Rafael Rogora Kawano

Orientador: Prof. Dr. José Roberto de França Arruda

Curso: Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2009
S.P. – Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

K179p Kawano, Rafael Rogora
Prototipagem virtual sonora aplicada a ruído de martelamento de pneumáticos automotivos / Rafael Rogora Kawano. --Campinas, SP: [s.n.], 2009.

Orientador: José Roberto de França Arruda.
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Automóveis - Pneus. 2. Ruído. 3. Otimização. 4. Modelagem. I. Arruda, José Roberto de França . II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Virtual acoustic prototyping applied to hammer noise of automotive tires

Palavras-chave em Inglês: Tire, Noise, Virtual Acoustic Prototyping, Modeling

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: José Maria Campos dos Santos, Argemiro Luis de Aragão Costa

Data da defesa: 12/02/2009

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA**

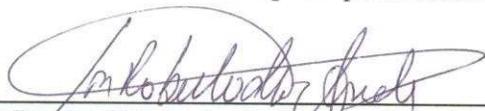
DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

**Prototipagem Virtual Sonora Aplicada a Ruído
de Martelamento de Pneumáticos Automotivos**

Autor: Rafael Rogora Kawano

Orientador: José Roberto de França Arruda

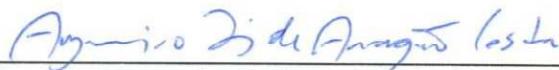
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Dr. José Roberto de França Arruda, Presidente
UNICAMP



Prof. Dr. José Maria Campos dos Santos
UNICAMP



Prof. Dr. Argemiro Luis de Aragão Costa
PIRELLI PNEUS LTDA

Campinas, 12 de Fevereiro de 2009.

Dedicatória:

Dedico este trabalho aos meus pais Hiroma Kawano e Juçara Tânia Rogora Kawano e aos meus irmãos Bruno Rogora Kawano e Diogo Rogora Kawano.

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. José Roberto de França Arruda, pela orientação que foi muito além de uma dissertação de mestrado, mas na minha orientação como aluno, como engenheiro, como profissional, como pessoa. Por todo apoio dado a cada momento, no máximo da dedicação, da paciência e da sabedoria.

Aos meus pais Hiroma Kawano e Juçara Tânia Rogora Kawano e irmãos Bruno e Diogo, que sempre estiveram comigo, em todos os momentos.

Aos amigos Diego, Flávio Bannwart e Christian, por partilhar dos mesmos sonhos.

A todos os professores, colegas e funcionários do departamento, que ajudaram de forma direta e indireta na realização deste trabalho.

Aos professores da FEM, pela sólida base que me foi conferida, que permitiu passos mais firmes nesta caminhada.

À Pirelli Pneus, na figura do amigo Dr. Argemiro Costa, não apenas por toda ajuda, mas sobretudo pela prontificação a ajudar.

À General Motors do Brasil, Campo de Provas de Cruz Alta, por todo o apoio.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pela bolsa de estudo.

À UNICAMP, minha casa.

*“A Vitória é um suspiro.
É o suspiro a mais quando não há mais ar,
é o suspiro a menos quando não há mais fôlego.”
Rafael Rogora Kawano*

Resumo

KAWANO, Rafael Rogora, *Prototipagem Virtual Sonora Aplicada a Ruído de Martelamento em Pneumáticos Automotivos*; Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2009. 110 p. Dissertação (Mestrado)

Neste trabalho foi explorado o mecanismo de geração de ruído de pneumáticos automotivos conhecido como ruído de martelamento, segundo a abordagem da Prototipagem Virtual Sonora.

Foi implementado um modelo teórico disponível na literatura que considera apenas a pluralidade de passos de blocos na banda de rodagem. A partir dele, dois outros modelos foram desenvolvidos e implementados considerando, além da pluralidade de passos de blocos, os efeitos do contato pneu/pavimento (distribuição da pressão de contato), da multiplicidade de carreiras de blocos, da defasagem helicoidal entre as carreiras e da deflexão sob carga e a definição de um perfil do sinal de excitação dos blocos. A sensibilidade da resposta temporal e espectral aos parâmetros dos modelos foi avaliada.

Modelos de caminhos estruturais foram implementados e se basearam em dados experimentais.

Por fim, o programa desenvolvido sintetiza o ruído virtual gerado pelo contato pneu/pavimento para diferentes configurações do pneu previstas pela modelagem, podendo ser ouvido através de fones de ouvido e permitindo a realização de uma análise subjetiva.

Palavras Chave

Pneu, Ruído, Prototipagem Virtual Sonora, Modelagem.

Abstract

KAWANO, Rafael Rogora, *Virtual Acoustic Prototyping Applied to Hammer Noise of Automotive Tires*; Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2009. 110 p. Dissertação (Mestrado)

This study explored the automotive tire noise generation mechanism known as hammer noise, according to the Virtual Acoustic Prototyping approach.

A theoretical model available in the literature that considers only the plurality of block pitches in the tread band was implemented. Based on this model, two improved models were developed and implemented considering, besides the plurality of block pitches, the effects of the tire / pavement contact (contact pressure distribution), the number of block ribs, the helical gap of the careers, the deflection of the tire under load and the definition of a profile of the resulting excitation signal. The sensitivity of the response in the time and frequency domains to the tire parameters was evaluated.

Models of structural borne paths based on experimental data were implemented.

Finally, the program developed synthesizes the virtual noise generated by the tire / pavement contact for different configurations of the tire, which can be listened in headphones, thus enabling a subjective analysis of hammer noise.

Palavras Chave

Tire, Noise, Virtual Acoustic Prototyping, Modeling.

Sumário

Lista da Figuras	xi
Lista da Tabelas	xv
Nomenclatura.....	xvi
Capítulo 1.....	1
Introdução.....	1
1.1 Ruído veicular	1
1.2 Ruído de pneus.....	3
1.2.1 Partes constituintes do pneu	4
1.2.2 Tendências nas pesquisas sobre ruído de pneus.....	5
1.2.3 Mecanismos de geração de ruído de pneus.....	9
Ruído de Martelamento	10
Ruído de Bombeamento	14
Ruído de Escorregamento	15
Ruído de Adesão.....	16
Ruído de Turbulência.....	17
Ruído de Desuniformidade	18
1.3 Prototipagem Virtual Sonora - PVS	21
1.4 Objetivos do trabalho.....	23
1.4 Organização da dissertação	23
Capítulo 2.....	25
Modelos de Ruído de Martelamento.....	25
2.1 Modelo de Willett	25
2.2 Modelo Proposto I	28
2.2.1 Sinal individual dos blocos	29
2.2.2 Defasagem entre as carreiras de blocos	30
2.2.3 Contato entre pneu e pavimento	32
2.2.4 Resumo	35
2.3 Modelo Proposto II.....	36

Capítulo 3	38
Análise da influência dos parâmetros dos modelos propostos	38
3.1 Simulações	38
3.1.1 Distribuição dos passos.....	40
Passo único.....	40
Dois e quatro passos	42
3.1.2 Defasagem entre as carreiras.....	46
3.1.3 Ponderação das carreiras.....	51
3.1.4 Número de carreiras	54
3.1.5 Deflexão.....	57
3.2 Conclusões.....	60
Capítulo 4	61
Prototipagem Virtual Sonora	61
4.1 Caracterização dos caminhos de propagação.....	61
4.2 Sintetização do Som.....	64
4.3 Exemplos.....	66
4.4 Conclusões.....	73
Capítulo 5	74
Conclusões e Perspectivas	74
5.1 Conclusões.....	74
5.2 Sugestões de trabalhos futuros	76
5.3 Publicações geradas	77
Referências Bibliográficas	78
Apêndice A	80
Descrição da medida de um pneu	80
Apêndice B	81
Programas desenvolvidos em ambiente Matlab®	81
B.1 Modelo de Willett	81
B.2 Modelo proposto I	83
B.3 Modelo proposto II.....	90

Lista da Figuras

Figura 1: Exemplo de segmentação de fontes de ruído de um veículo de passeio.....	2
Figura 2: Ruído do motor e ruído de pneus como parte do ruído de um automóvel.....	4
Figura 3: Partes que constituem um pneu.	4
Figura 4: Trabalhos publicados sobre ruído de pneus e limites máximos de emissão de ruído veicular para União Européia, Japão, Estados Unidos e Brasil nos últimos quarenta anos.....	5
Figura 5: Incrições referentes à homologação conforme diferentes normas.	8
Figura 6: Impacto dos blocos da banda de rodagem contra o pavimento.	10
Figura 7: Exemplo de banda de rodagem de pneu de bicicleta para terreno fora de estrada. (Note os blocos de mesmo tamanho e igualmente espaçados.).....	12
Figura 8: Exemplo de banda de rodagem com passos e sub-passos diferentes em distribuição aleatorizada (www.pirelli.com).	13
Figura 9: Esquema da defasagem entre as carreiras de blocos da banda de rodagem. ..	13
Figura 10: Exemplo da defasagem entre as carreiras de blocos da banda de rodagem (www.pirelli.com).	14
Figura 11: Esquema dos estágios do bombeamento do ar da parte anterior para a parte posterior do pneu.....	15
Figura 12: Escorregamento tangencial dos blocos da banda de rodagem na região de contato.	16
Figura 13: Adesão / descolamento dos blocos da banda de rodagem com o pavimento...	17
Figura 14: Esquema dos mecanismos do ruído de turbulência.....	18
Figura 15: Desuniformidade geométrica radial, desuniformidade de rigidez radial e desuniformidade de distribuição de massa.	20

Figura 16: Esquema do processo de Prototipagem Virtual Sonora.	22
Figura 17: a) Representação esquemática de uma sequência de passos única. b) Distribuição dos passos de blocos. c) Amplitudes relativas referentes aos harmônicos da frequência de rotação do pneu.	26
Figura 18: a) Representação esquemática de uma sequência de dois passos alternados. b) Distribuição dos passos de blocos. c) Amplitudes relativas referentes aos harmônicos da frequência de rotação do pneu.	27
Figura 19: a) Sequência de quatro passos aleatorizados. b) Distribuição dos passos de blocos. c) Amplitudes relativas referentes aos harmônicos da frequência de rotação do pneu.	28
Figura 20: Esquema das fases do pulso e a composição do sinal com pulsos de blocos com diferentes passos.	30
Figura 21: Ponderação referente à distribuição de pressão de contato na direção transversal.....	33
Figura 22: Definição do comprimento do contato entre o pneu e o pavimento.....	34
Figura 23: Etapas do processo de composição do sinal.	35
Figura 24: Esquema das fases do pulso e a composição do sinal com pulsos de blocos com diferentes passos.	37
Figura 25: Sequência de passos utilizada.....	39
Figura 26: Condição “passo único” conforme modelo I. a) Sinal temporal normalizado.	41
Figura 27: Condição “passo único” conforme modelo II. a) Sinal temporal normalizado.	42
Figura 28: Sequência de dois passos aleatorizados.	43
Figura 29: Comparação entre as condições “2 passos alternados”, “2 passos aleatorizados” e “4 passos aleatorizados” para o modelo I. a) Sinal temporal normalizado (total e detalhado). b) Espectro resultante.	44
Figura 30: Comparação entre as condições “2 passos alternados”, “2 passos aleatorizados” e “4 passos aleatorizados” para o modelo II. a) Sinal temporal normalizado (total e detalhado). b) Espectro resultante.	45
Figura 31: Comparação entre as condições de defasagem “0 mm”, “10 mm” e “20 mm” para o modelo I. a) Sinal temporal normalizado. b) Espectro resultante.....	47

Figura 32: Comparação entre as condições de defasagem “0 mm”, “10 mm” e “20 mm” para o modelo II. a) Sinal temporal normalizado. b) Espectro resultante.	48
Figura 33: Comparação entre as condições de defasagem para o modelo I. a) 0 mm. b) 10 mm. c) 20 mm.	49
Figura 34: Comparação entre as condições de defasagem para o modelo II. a) 0 mm. b) 10 mm. c) 20 mm.	50
Figura 35: Comparação entre as condições de ponderação das carreiras “73%/30%”, “50%/50%” e “30%/70%” para o modelo I. a) Sinal temporal normalizado. b) Espectro resultante.	52
Figura 36: Comparação entre as condições de ponderação das carreiras “73%/30%”, “50%/50%” e “30%/70%” para o modelo II. a) Sinal temporal normalizado. b) Espectro resultante.	53
Figura 37: Comparação entre as condições de número de carreiras: “1”, “2”, “3”, “4” e “5” para o modelo I. a) Sinal temporal normalizado. b) Espectro resultante.	55
Figura 38: Comparação entre as condições de número de carreiras: “1”, “2”, “3”, “4” e “5” para o modelo II. a) Sinal temporal normalizado. b) Espectro resultante.	56
Figura 39: Comparação entre as condições de deflexão: “5 mm”, “15 mm” e “25 mm” para o modelo I. a) Sinal temporal normalizado (total e detalhado). b) Espectro resultante.	58
Figura 40: Comparação entre as condições de deflexão: “5 mm”, “15 mm” e “25 mm” para o modelo II. a) Sinal temporal normalizado (total e detalhado). b) Espectro resultante.	59
Figura 41: Esquema dos caminhos de propagação para a posição do motorista (a) e do passageiro (b).	62
Figura 42: Funções de Resposta em Frequência para a posição do motorista:	63
Figura 43: Funções de Resposta em Frequência para a posição do passageiro:	64
Figura 44: Diagrama esquemático das formas de obtenção da resposta partindo-se dos sinais das fontes no domínio do tempo e dos caminhos de propagação no domínio da frequência.	65
Figura 45: Sequência de passos aleatorizados.	67
Figura 46: Respostas ao impulso obtidas por Transformada Inversa de Fourier.	67

Figura 47: FRFs extrapoladas. (A linha tracejada indica o limite até onde os dados foram obtidos experimentalmente (abaixo de 1024Hz) e a partir do qual foram obtidos por extrapolação).	68
Figura 48: Resposta no domínio da frequência para ambos os canais para a posição do motorista e do passageiro (modelo I).	69
Figura 49: Resposta temporal para ambos os canais para a posição do motorista e do passageiro (modelo I).	69
Figura 50: Resposta no domínio da frequência para ambos os canais para a posição do motorista e do passageiro (modelo II).	70
Figura 51 : Resposta temporal para ambos os canais para a posição do motorista e do passageiro (modelo II).	70
Figura 52: Resposta no domínio da frequência para ambos os canais para a posição do motorista e do passageiro (modelo I).	71
Figura 53: Resposta temporal para ambos os canais para a posição do motorista e do passageiro (modelo I).	71
Figura 54: Resposta no domínio da frequência para ambos os canais para a posição do motorista e do passageiro (modelo II).	72
Figura 55: Resposta temporal para ambos os canais para a posição do motorista e do passageiro (modelo II).	72

Lista da Tabelas

Tabela 1: Versões das simulações realizadas com o modelo proposto.....	39
--	----

Nomenclatura

Letras Latinas

A – amplitude máxima do pulso

def – defasagem

D – operador de defasagem

p – pressão de contato

V – sinal de excitação das carreiras

lc – comprimento de contato

M – matriz de excitação das carreiras

n – número de pontos de defasagem

N – número de pontos do vetor do sinal de excitação das carreiras

R – raio do pneu

S – sinal equivalente de excitação

.....

Letras Gregas

π – constante (perímetro/diâmetro)

.....

Subscritos

A – passo A

B – passo B

c – carreiras

C – passo C

cd – carreiras defasadas

cdp – carreiras defasadas ponderadas

D – passo D

ext – externo

o – carreiras dos ombros

.....

Superescritos

int - integrado

.....

Siglas

BEM– *Boundary Element Method*

DD – dianteira direita

DE – dianteira esquerda

FEM– *Finite Element Method*

FFT – *Fast Fourier Transform*

FRF – Função de Resposta em Frequência

M – motorista

NPS – nível de pressão sonora

OD – ouvido direito

OE – ouvido esquerdo

P – passageiro

PVS – Prototipagem Virtual Sonora

TD – traseira direita

TE – traseira esquerda

Capítulo 1

Introdução

1.1 Ruído veicular

O automóvel é uma das máquinas que mais evoluíram desde sua criação e que sempre tiveram agregados a si os mais modernos itens da tecnologia contemporânea.

Um dos aspectos mais representativos desta evolução é a emissão de ruído dos automóveis. Inicialmente, a redução de ruído emitido pelos veículos foi uma consequência da natural evolução dos seus componentes: motores mais eficientes, que vibravam menos e emitiam menos ruído; transmissões utilizando materiais que apresentavam maior durabilidade, com tolerâncias dimensionais menores e que também apresentavam menor emissão de ruído.

Por outro lado, logo a indústria automobilística teve de atender cada vez mais a uma demanda por veículos mais silenciosos, mais confortáveis acusticamente e, por conseguinte, esforços específicos neste sentido foram realizados. Além disso, a concorrência entre os fabricantes de veículos os obriga a projetarem pacotes acústicos mais eficientes e a um custo menor, exigindo cada vez mais dos profissionais da denominada Engenharia de Som e Vibração (“*Noise, Vibration and Harshness*”, NVH).

Uma das definições de ruído é dada como a parcela do som que é indesejável. Todavia, muitas vezes o som (tido como ruído) emitido pelo automóvel (ou seus

componentes) é desejado, dentro de determinados parâmetros como, por exemplo, o som de batida de porta, de partida de motor, de motores esportivos, etc., sendo o projeto dos componentes que emitam estes sons uma das atribuições da Engenharia de Som e Vibração.

O automóvel como fonte de ruído pode ser caracterizado como uma composição de diversas fontes de ruído, referentes aos seus subsistemas e componentes em atuação. A Figura 1 apresenta um esquema de uma das formas de segmentação das fontes de ruído de um veículo de passeio.

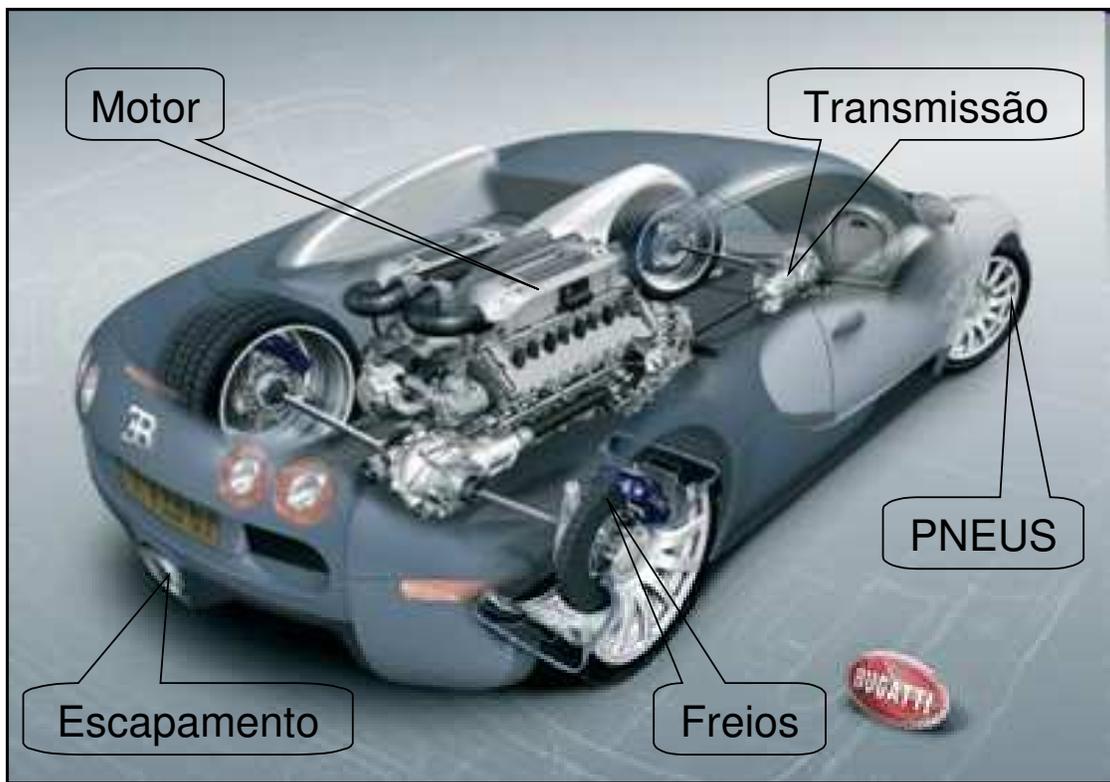


Figura 1: Exemplo de segmentação de fontes de ruído de um veículo de passeio.

O ruído percebido pelo receptor pode ser subdividido de acordo com o local onde este se encontra: receptor no interior do veículo (o ruído é classificado como ruído interno) ou fora do veículo (classificado como ruído externo).

Quando os veículos trafegavam a baixas velocidades, as maiores fontes de ruído eram os sistemas de motorização e escapamento/admissão. Por isso, sucessivos resultados de desenvolvimento foram aplicados sobre estes sistemas, resultando atualmente num cenário onde, no caso de veículos em aceleração, o motor tem uma parcela do ruído externo total emitido da mesma ordem do ruído gerado pelos pneus, ambos com parcelas superiores à dos sistemas de exaustão e admissão (Iwao e Yamazaki, 1996).

A abordagem de redução de ruído automotivo por subsistemas é cíclica: uma vez verificada / caracterizada a preponderância de uma fonte sobre as demais, a Engenharia busca e traz soluções para o decréscimo dos níveis de ruído emitido pela referida fonte. Por conseguinte, uma nova fonte é eleita como preponderante e o mesmo procedimento é aplicado sobre ela, e sobre as seguintes, até que novamente a primeira fonte tida como problemática passe novamente a figurar como principal.

A demanda da sociedade por veículos mais silenciosos se reflete também através dos órgãos ambientais, que regulamentam os limites máximos de emissão de ruído veicular, tanto no Brasil (CONAMA, 1993 e CONAMA, 2000) quanto, principalmente, no exterior (União Européia, Japão, etc.).

1.2 Ruído de pneus

Atualmente, a velocidades acima de 35 km/h (Figura 2), o ruído externo gerado pela interface pneu/pavimento é prevacente sobre o ruído do motor (Sandberg, 2002 e Bernhard, 2005). O ruído gerado pela interface pneu/pavimento é também um dos principais fatores do conforto interno do veículo, principalmente em altas velocidades.

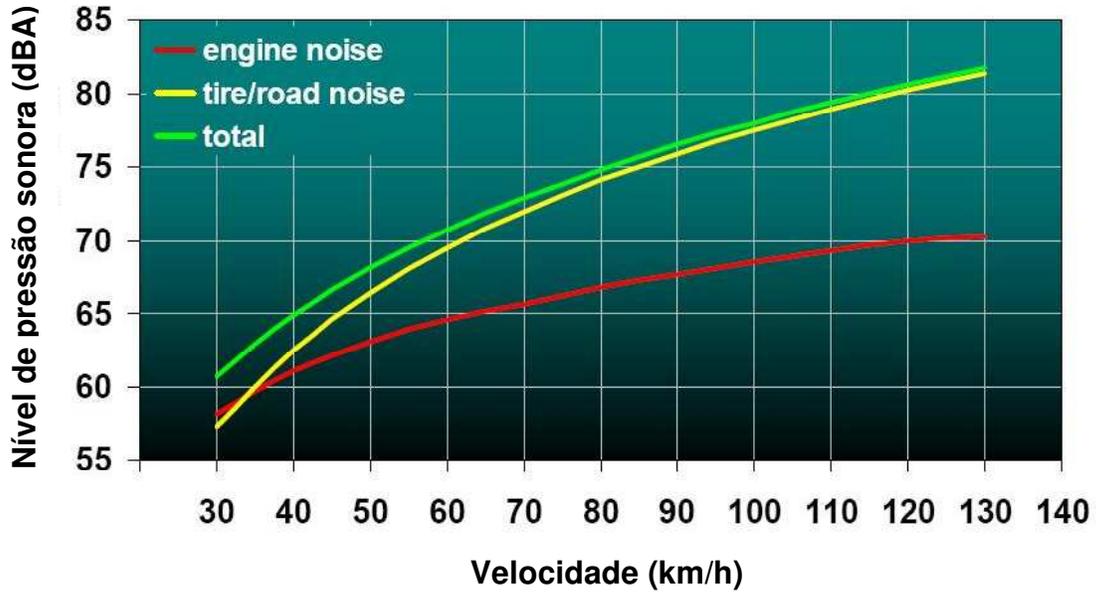


Figura 2: Ruído do motor e ruído de pneus como parte do ruído de um automóvel.
(Bernhard, 2005)

1.2.1 Partes constituintes do pneu

Na Figura 3 é apresentado um diagrama com as partes que constituem um pneu.

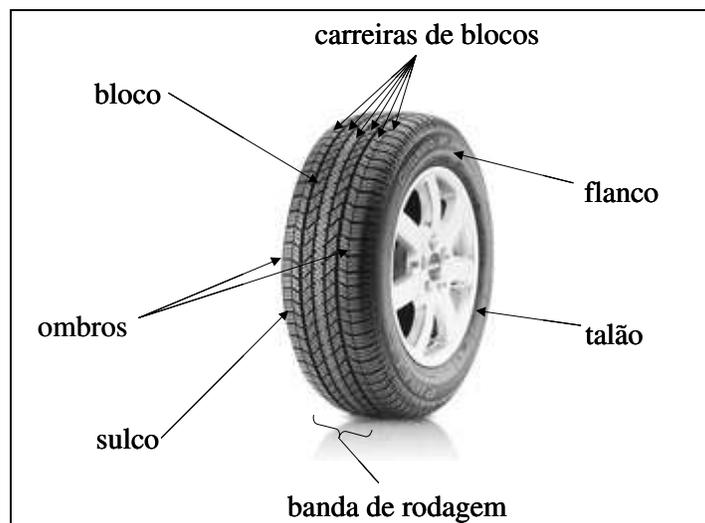


Figura 3: Partes que constituem um pneu.

1.2.2 Tendências nas pesquisas sobre ruído de pneus

Na Figura 4 é apresentada uma linha do tempo dos últimos quarenta anos contendo na ordenada principal (à esquerda), o número de trabalhos publicados indexados pela base de dados *ISI Web of Knowledge*SM, sobre ruído de pneus¹ (colunas). No mesmo gráfico é apresentada a evolução das normas dos órgãos ambientais que regulamentam a emissão de ruído para carros de passeio (nível de pressão sonora) na União Européia, Japão, Estados Unidos (até 2001 baseado em Sandberg, 2001) e Brasil (curvas referenciadas na ordenada secundária, à direita).

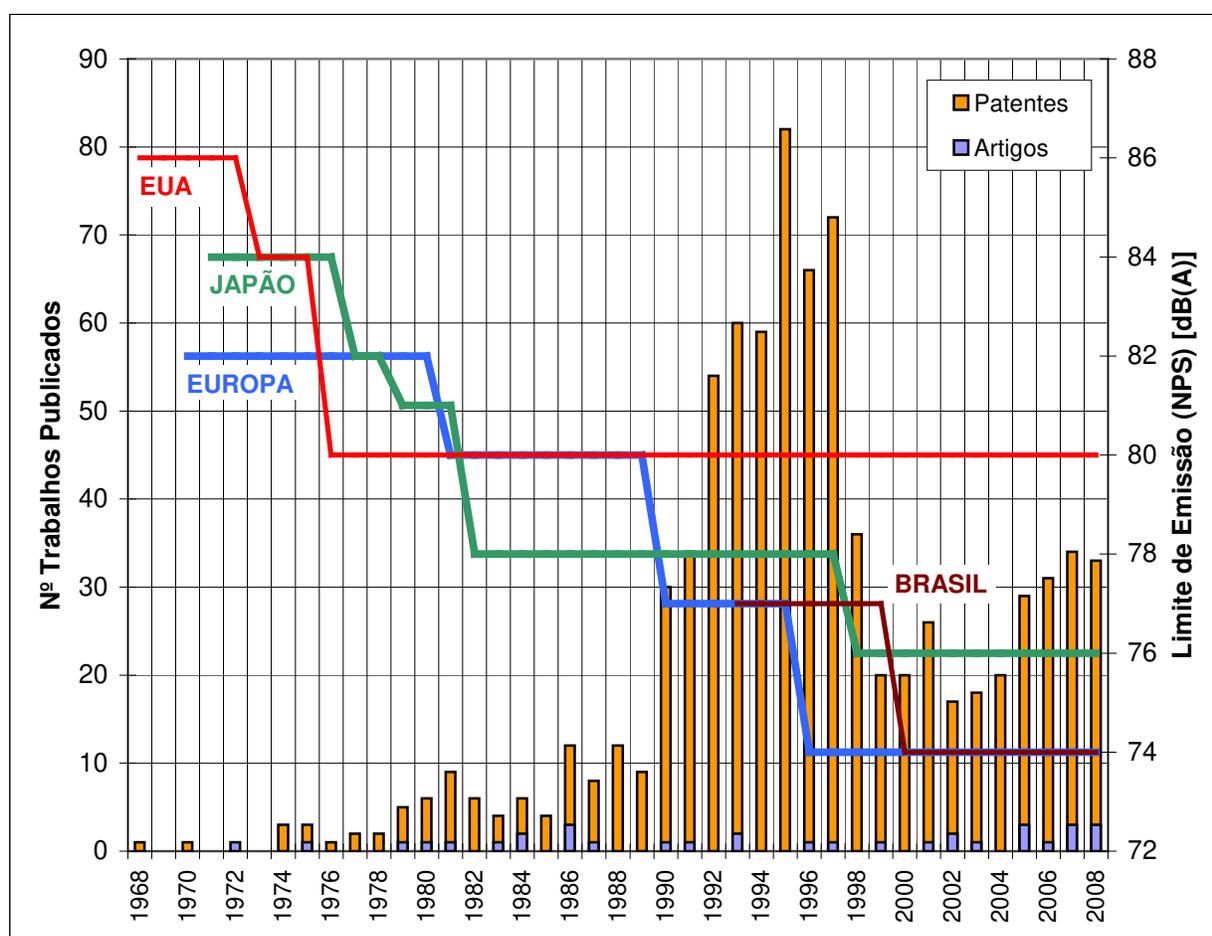


Figura 4: Trabalhos publicados sobre ruído de pneus e limites máximos de emissão de ruído veicular para União Européia, Japão, Estados Unidos e Brasil nos últimos quarenta anos.

¹ Pesquisa na base de dados *ISI Web of Knowledge*SM (bases internas: *Web of Science*[®] e *Derwent Innovations Index*SM), Palavras chave: *tire AND noise*, Campo: *title*, Período: 1968 – 2008.

Nota-se que o número de trabalhos publicados sobre ruído de pneus não apresenta uma tendência monotônica. Na década de 90 houve um grande salto no número de publicações referentes ao tema seguido de uma queda e uma nova tendência de crescimento a partir de 2003, porém menos intensa do que nos anos 90.

Este comportamento pode ser explicado como o reflexo das diminuições de limites máximos de emissão de ruído veicular impostos pelos órgãos ambientais da União Européia e Japão. Em apenas seis anos (de 1990 a 1996), a norma européia reduziu em 6 dB(A) o limite máximo de emissão de ruído veicular (quatro vezes menos energia) e dois anos depois o Japão reduz em 2 dB(A) seus limites.

Isso mostra a importância do ruído de pneus como parte do ruído total emitido pelo automóvel nos últimos anos. Anteriormente a 1990, as reduções dos limites de emissão de ruído veicular refletiam de maneira muito mais suave sobre a quantidade de pesquisa realizada/publicada.

Um outro ponto importante a ser notado neste gráfico é o comportamento “mercado-puxa” da pesquisa em ruído de pneus na década de 90, isto é, o grande salto de pesquisas só ocorreu devido a uma demanda externa, no caso, uma imposição de norma. Por outro lado, uma vez alcançados os objetivos para cumprimento da norma, houve uma redução na intensidade das pesquisas sobre o tema, porém mantendo-se um representativo patamar.

Em 2001, na União Européia, houve a implementação de uma regulamentação de limite de emissão de ruído específica para pneus, que considera limites de emissão em função da sua largura. Os limites impostos pela regulamentação de 2001 não eram tão desafiadores quanto os do início da década de 90, sendo praticamente uma adequação da norma à tecnologia do momento. Todavia a mesma regulamentação previa uma drástica redução dos limites de emissão de ruído de pneus para o ano de 2008, o que implicou na nova onda de pesquisas.

A redução dos limites para o ano de 2008 não pôde ser implementada por alegação dos fabricantes de pneus de estarem no limiar da tecnologia. A implementação da regulamentação foi então postergada para 2012.

A regulamentação brasileira é realizada pelo Conselho Nacional de Meio Ambiente – CONAMA. A curva nacional dos limites de emissão de ruído para veículo de passeio é equivalente à parte final da curva da norma europeia, transladada no tempo quatro anos para frente.

A última regulamentação estadunidense de âmbito federal (1976) estipulava limite de emissão de ruído para veículo de passeio em 80 dB(A). Atualmente cada estado é responsável pela regulamentação de emissão de ruído veicular, sem destituição da validade da regulamentação federal. O que ocorreu é que a regulamentação federal ficou desatualizada e, portanto, inócua.

Por outro lado, na prática, não importa muito a regulamentação específica de cada país. O mercado automotivo (e de pneus) é global e dominado por relativamente poucos fabricantes. O que ocorre é que um carro é fabricado e homologado para ser vendido em vários mercados, havendo necessidade de cumprir a todas as regulamentações regionais, prioritariamente às que possuem menores limites máximos. O mesmo ocorre para pneus, sendo tal fato bastante claro ao se ver as inscrições nas laterais dos pneus, com indicações de homologação conforme diversas normas (Figura 5).



Figura 5: Inscrições referentes à homologação conforme diferentes normas.

A natureza das publicações sobre ruído de pneus também pode ser destacada. Subdividindo-se as publicações em artigos científicos e patentes, nota-se a preponderância absoluta dos documentos de patente no tema ruído de pneus. Para cada artigo, 24 patentes são publicadas. Isso demonstra o quanto o pneu é intensivo de tecnologia de mercado, sendo a grande maioria das pesquisas sobre o tema realizada pelas próprias empresas, resultando em diferenciais que muitas vezes podem ser determinantes para se atingir e se ter sucesso em mercados mais exigentes.

Entretanto, há diferenças marcantes entre artigos científicos e documentos de patente como fonte de informação. Em geral, nos artigos científicos, há a necessidade da subdivisão do conteúdo apresentado em três blocos principais: método, resultados e análise. A descrição do conteúdo é feita de maneira precisa e detalhada, com a intenção de que a novidade presente no trabalho seja facilmente reproduzida por outros pesquisadores.

Já em documentos de patente, o enfoque é outro, principalmente em virtude do seu caráter comercial e jurídico. Para a concessão da Carta Patente, é exigido que o

depositante comprove a funcionalidade do seu invento e de maneira que um técnico no assunto seja capaz de reproduzir o invento com as informações declaradas no relatório descritivo.

Comparando-se estes aspectos com artigos científicos, para a comprovação da funcionalidade no documento de patente, basta que sejam descritas apenas os dois primeiros blocos de informação: método e resultados, sem a necessidade da explicação (ou compreensão) científica do fenômeno envolvido.

A exigência da descrição suficiente que permita a reprodução por um técnico é seguida no seu limite inferior, sempre utilizando recursos advocatícios na redação, de forma a que seus concorrentes não se apropriem do conhecimento patentado.

Resumindo: nos artigos científicos se apresenta o máximo de informações sobre a novidade da forma mais clara possível, já em documentos de patente se apresenta o mínimo possível para concessão da patente e de forma mais obscura possível. Por isso a proporção da informação tecnológica de 24 documentos de patente para cada artigo científico (para o tema ruído de pneus) não tem a mesma proporção da informação científica envolvida.

1.2.3 Mecanismos de geração de ruído de pneus

Assim como o ruído emitido por um automóvel pode ser decomposto no ruído emitido por seus subsistemas e componentes, o ruído gerado pela interação pneu/pavimento pode ser caracterizado como a composição de diversas fontes de ruído, cada uma como sendo resultante de um mecanismo de geração de ruído diferente, envolvendo fenômenos físicos diferentes. Sandberg, 2002 apresentou uma decomposição do ruído de pneus nos mecanismos denominados: “ruído de martelamento”, “ruído de bombeamento”, “ruído de escorregamento”, “ruído de adesão” e “ruído de turbulência”. Um outro mecanismo importante de geração de ruído é o chamado “ruído de desuniformidade”.

Os mecanismos de geração de ruído estão sendo continuamente caracterizados, principalmente de forma experimental (Leasure e Bender, 1975, Sakamoto et al., 1996, Sandberg, 2002, Kim, 2003 Koizumi et al., 2003, Bernhard, 2005). Por outro lado, há grandes dificuldades na modelagem teórica destes mecanismos e trabalhos desta natureza são escassos na literatura.

A seguir os diversos mecanismos serão discutidos, com especial ênfase ao ruído de martelamento, que é o tema central desta dissertação.

Ruído de Martelamento

O chamado “ruído de martelamento” é o mecanismo de geração de ruído da interface pneu/pavimento relativo aos impactos da banda de rodagem do pneu contra o pavimento.

O impacto dos blocos da banda de rodagem contra o pavimento induz vibrações essencialmente radiais no pneu (Sandberg, 2002) e tal excitação é transmitida ao veículo através da roda/cubo de roda (Figura 6).

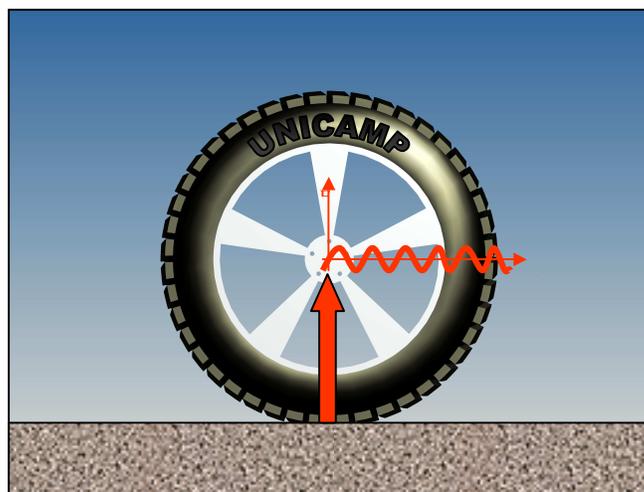


Figura 6: Impacto dos blocos da banda de rodagem contra o pavimento.

Além disso, o impacto dos blocos da banda de rodagem contra o pavimento provoca a vibração dos blocos, tanto na região anterior ao contato quanto na região posterior. Essa vibração é transmitida ao cubo de roda e também principalmente à carcaça do pneu, que pode passar a irradiar ruído.

A textura do pavimento também pode ser considerada uma excitação do tipo martelamento para o pneu. No caso de um pneu liso rolando sobre um pavimento asfáltico, por exemplo, haverá a emissão de ruído segundo o mecanismo de martelamento devido somente à textura do pavimento. Para o caso de um pneu composto de blocos na banda de rodagem, há a sobreposição do efeito dos blocos e da textura do pavimento.

O desgaste do pneu interfere diretamente na geração de ruído conforme o mecanismo de martelamento, uma vez que a diminuição da espessura de borracha dos blocos da banda de rodagem tende a diminuir o amortecimento das excitações.

O mecanismo de geração de ruído do tipo martelamento é um dos principais vilões do conforto acústico veicular, posto que, para um pneu com projeto de banda de rodagem inadequado do ponto de vista acústico (o projeto de banda de rodagem tem vários outros compromissos como drenagem de água, aderência, estética, etc.), a sequência repetitiva do impacto dos blocos da banda de rodagem contra o pavimento pode gerar um ruído com componentes tonais, altamente incômodo do ponto de vista psicoacústico (Fastl e Zwicker, 2006).

Tal efeito pode ser notado ao andar de bicicleta (com pneus para terreno fora de estrada como, por exemplo, o apresentado na Figura 7) em uma velocidade pouco superior a 30 km/h e proteger as orelhas do vento; notar-se-á um ruído com forte componente tonal (oriundo da interação blocos do pneu/pavimento), que normalmente é mascarado pelo ruído do vento. A frequência em destaque no ruído notado é o produto da frequência de rotação do pneu pelo número de blocos no perímetro do pneu.



Figura 7: Exemplo de banda de rodagem de pneu de bicicleta para terreno fora de estrada. (Note os blocos de mesmo tamanho e igualmente espaçados.)

(www.bikerspoint.com.br)

Para minimizar tal efeito, para o caso de pneus automotivos, compõem-se os blocos da banda de rodagem com diferentes comprimentos em uma distribuição aleatorizada (Sandberg, 2002).

O comprimento de um bloco somado à largura de um sulco é definido como passo. Eventualmente, um bloco pode ser dividido em sub-blocos e, por conseguinte, um passo pode ser dividido em sub-passos. Um exemplo é apresentado na Figura 8.

A configuração aleatorizada de passos tende a espalhar as componentes em frequência, objetivando-se, como resultado, um espectro mais plano e um ruído mais agradável, ou pelo menos que cause menor incômodo. Este mecanismo de geração de ruído é responsável preponderantemente pelas frequências de até 2 kHz, mas principalmente em torno de 1 kHz.

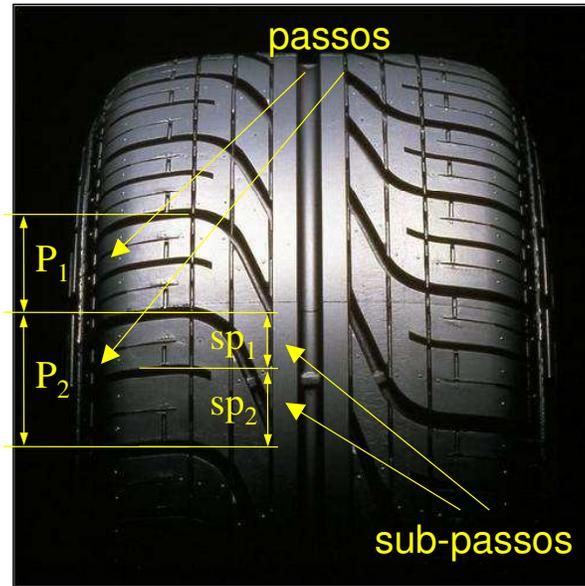


Figura 8: Exemplo de banda de rodagem com passos e sub-passos diferentes em distribuição aleatorizada (www.pirelli.com).

Um outro artifício comumente utilizado no projeto da banda de rodagem é o de se deslocar o passo dos blocos de uma carreira em relação à outra, de modo similar ao conceito de engrenagem helicoidal, suavizando o contato do bloco subsequente com o pavimento. Um esquema da defasagem entre as carreiras é apresentado na Figura 9 e um exemplo em um pneu é apresentado na Figura 10.

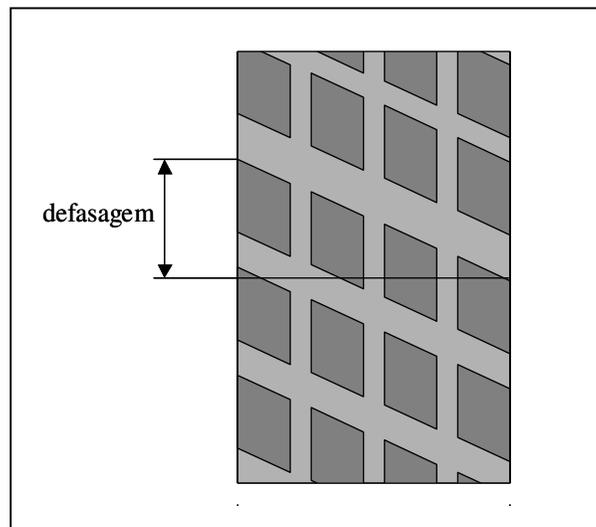


Figura 9: Esquema da defasagem entre as carreiras de blocos da banda de rodagem.



Figura 10: Exemplo da defasagem entre as carreiras de blocos da banda de rodagem (www.pirelli.com).

Ruído de Bombeamento

O pneu, ao rolar sobre o pavimento em altas velocidades, faz com que uma porção do escoamento de ar que atinge a frente do pneu seja aprisionada por alguns instantes entre o pneu e o pavimento. O ar aprisionado é então comprimido até o momento em que surge uma abertura da cavidade formada na parte posterior do pneu, liberando rapidamente a porção de ar, havendo então uma súbita expansão.

Este fenômeno provoca um ruído que é intensificado em pavimentos com pouca porosidade superficial (pavimentos fechados), o que dificulta ainda mais a possibilidade escoar o ar entre a banda de rodagem e o pavimento na região de contato.

Devido ao fato do ar ser aprisionado e comprimido na região anterior e depois liberado na parte posterior, como em uma bomba peristáltica, a esse mecanismo de geração de ruído foi atribuído o nome de “ruído de bombeamento”.

A Figura 11 apresenta um esquema dos estágios do bombeamento do ar da parte anterior para a parte posterior do pneu.

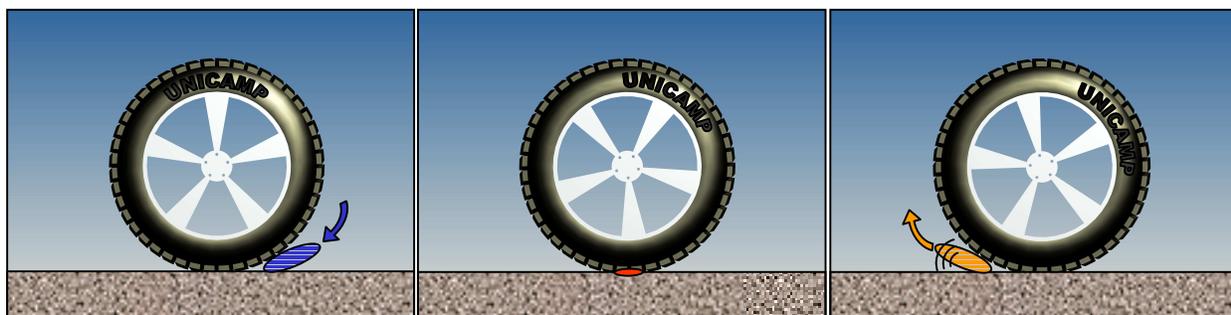


Figura 11: Esquema dos estágios do bombeamento do ar da parte anterior para a parte posterior do pneu.

Ruído de Escorregamento

Uma das principais características que conferem ao pneu sua funcionalidade é a sua capacidade de se deformar. Por outro lado, a sua flexibilidade influencia na geração de ruído.

Os pneus de um veículo sofrem uma deformação tangencial dos seus blocos quer seja do eixo de tração, quer seja do eixo livre de um veículo, em grande parte devido às acelerações e frenagens do percurso e, em menor escala, devido à resistência ao rolamento (força resistente ao movimento do veículo, referente à dissipação de energia que ocorre no pneu devido à histerese dos seus compostos).

A deformação tangencial dos blocos pode atingir amplitudes que façam com que ocorra um movimento relativo entre blocos e pavimento na região de contato, isto é, um escorregamento. Logo em seguida, o bloco retorna para a posição onde o esforço tangencial não supera o limite de aderência para haver escorregamento. Este processo se repete diversas vezes durante a passagem do bloco pela região de contato pneu / pavimento (“*stick-slip*”), induzindo a vibração dos blocos comprimidos. O ruído gerado pela repetição da adesão e escorregamento é denominado “ruído de escorregamento”. Um exemplo prático deste fenômeno é o ruído gerado pela sola de um tênis em uma

quadra de basquete. A Figura 12 apresenta um esquema do escorregamento tangencial dos blocos da banda de rodagem na região de contato pneu / pavimento.

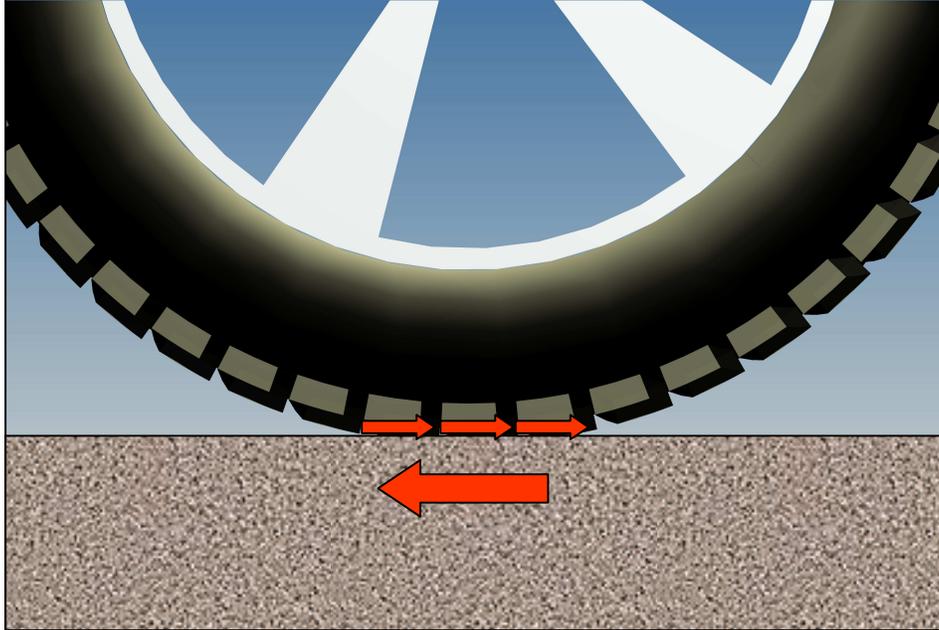


Figura 12: Escorregamento tangencial dos blocos da banda de rodagem na região de contato.

Este ruído é fortemente dependente do composto do pneu e da quantidade e profundidade de sulcos na banda de rodagem; quanto maior a quantidade e a profundidade de sulcos, mais intenso é o ruído emitido. O escorregamento pode ocorrer também em caso de curvas em velocidades baixas, quando há uma combinação de esforços / deformações nas direções tangencial e axial que levam ao “*stick-slip*”. Um exemplo é o ruído produzido pelos pneus ao se manobrar um veículo em uma garagem de piso liso.

Ruído de Adesão

Na região do contato entre o pneu e o pavimento, a interação entre o material dos blocos da banda de rodagem e do pavimento pode ocasionar uma momentânea adesão entre as partes. Com o prosseguimento da rotação do pneu, os blocos são descolados

abruptamente provocando o chamado “ruído de adesão”. Este fenômeno depende fortemente do composto da banda de rodagem e das características superficiais do pavimento.

A Figura 13 apresenta um esquema da adesão / descolamento dos blocos da banda de rodagem com o pavimento.

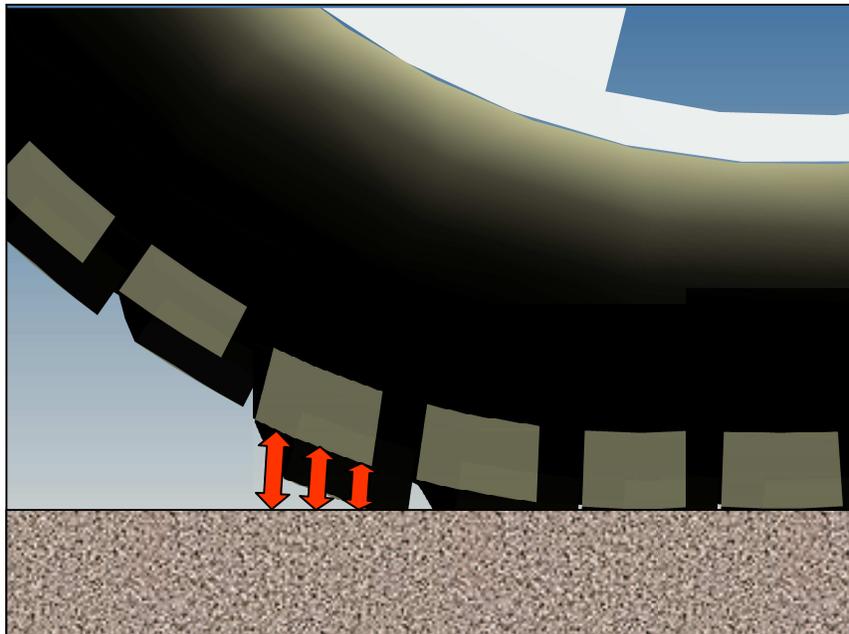


Figura 13: Adesão / descolamento dos blocos da banda de rodagem com o pavimento

Ruído de Turbulência

O pneu girando em um veículo em movimento está sujeito a um escoamento de ar, mesmo sendo parcialmente protegido por partes do próprio veículo.

Assim como o rolamento de um pneu sobre o pavimento pode ser decomposto em dois movimentos distintos (translação e rotação), o ruído referente ao escoamento de ar sobre um pneu pode ser dividido em dois mecanismos.

O primeiro é relativo ao escoamento de ar que atinge o pneu no sentido contrário ao do veículo, (relativo ao movimento de translação). O segundo é referente ao arrasto que a superfície da banda de rodagem, ao girar, impõe ao escoamento.

O ruído gerado pela turbulência causada pelo escoamento é chamado de “ruído de turbulência”, sendo subdividido em “ruído de turbulência de translação” (referente ao escoamento devido à translação do pneu) e em “ruído de turbulência de rotação” (referente ao escoamento devido à rotação do pneu).

A Figura 14 apresenta uma representação dos dois mecanismos de ruído de turbulência.

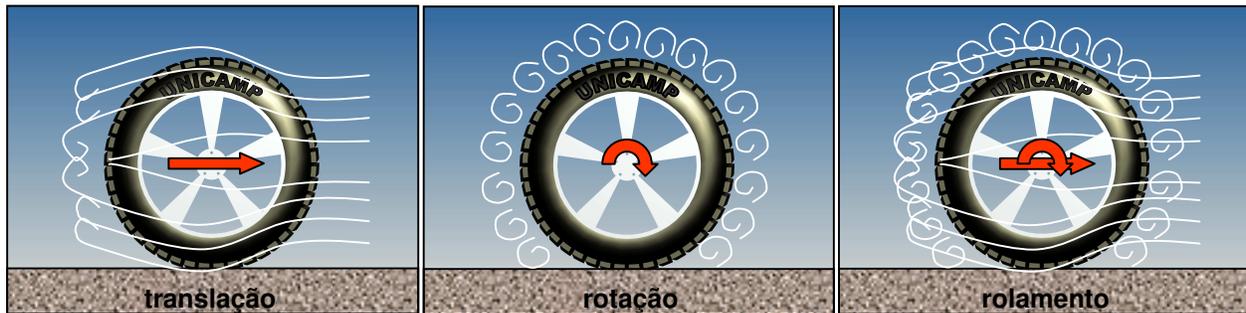


Figura 14: Esquema dos mecanismos do ruído de turbulência.

Ruído de Desuniformidade

Qualquer processo de fabricação impõe ao produto final características que apresentam um desvio das características nominais. Com o processo de fabricação de pneus não é diferente. A confecção de um pneu envolve o acoplamento de diversos componentes e várias etapas de processo e, em processos convencionais de fabricação, é intensivo de intervenção humana.

Como o maior compromisso de um pneu é a segurança, as normas para homologação no mercado automotivo são bastante exigentes quanto aos desvios que possam afetar sua integridade, sem abrir mão de um produto final cujos desvios no

sejam minimamente perceptíveis, principalmente no que diz respeito ao conforto do usuário.

Por isso os fabricantes de pneu e montadoras de automóveis, em conjunto, estabelecem limites (tolerâncias) para os desvios das características nominais. Os principais pontos de controle de qualidade do produto final de um pneu são relativos à sua uniformidade geométrica, de rigidez e de distribuição de massa, compondo o que é denominado uniformidade de um pneu.

A uniformidade trata de parâmetros que variam no domínio do pneu, e não apenas que possuam um desvio absoluto em relação a um valor nominal. Por exemplo, no caso de uniformidade geométrica radial, é avaliado o quanto (e como) varia o diâmetro de um pneu ao longo de seu perímetro, e não somente se o diâmetro do pneu está no seu valor nominal. Ou seja, do ponto de vista da uniformidade geométrica radial é avaliado quão redondo está um pneu (quão uniforme), e não se ele está grande ou pequeno.

O mesmo conceito se aplica para uniformidade de distribuição de massa e de rigidez. A uniformidade de distribuição de massa trata do desbalanceamento resultante do pneu, resultado de desvios e características particulares de componentes e do processo, que implicam numa distribuição não perfeitamente homogênea da massa no domínio do pneu. Da mesma forma podem ocorrer variações na rigidez (radial, lateral e longitudinal) de um pneu.

As desuniformidades geométricas, de rigidez e de distribuição de massa, muitas vezes, estão correlacionadas entre si, comumente se tornando indicadores de um mesmo fenômeno físico. Por exemplo, uma emenda de materiais no processo de fabricação pode implicar num desvio geométrico radial (devido a um ressalto), num desbalanceamento (devido ao acúmulo de massa) e em um determinado nível de variação de rigidez radial (aumento localizado da rigidez radial). (Obs.: Nem sempre uma emenda de materiais causa um incremento geométrico, de rigidez ou de massa; há casos onde pode ocorrer o decremento destas características).

A Figura 15 apresenta uma representação dos efeitos da desuniformidade geométrica radial, da desuniformidade de rigidez radial e de desbalanceamento estático (desuniformidade de distribuição de massa) para um pneu rolando sob carga.

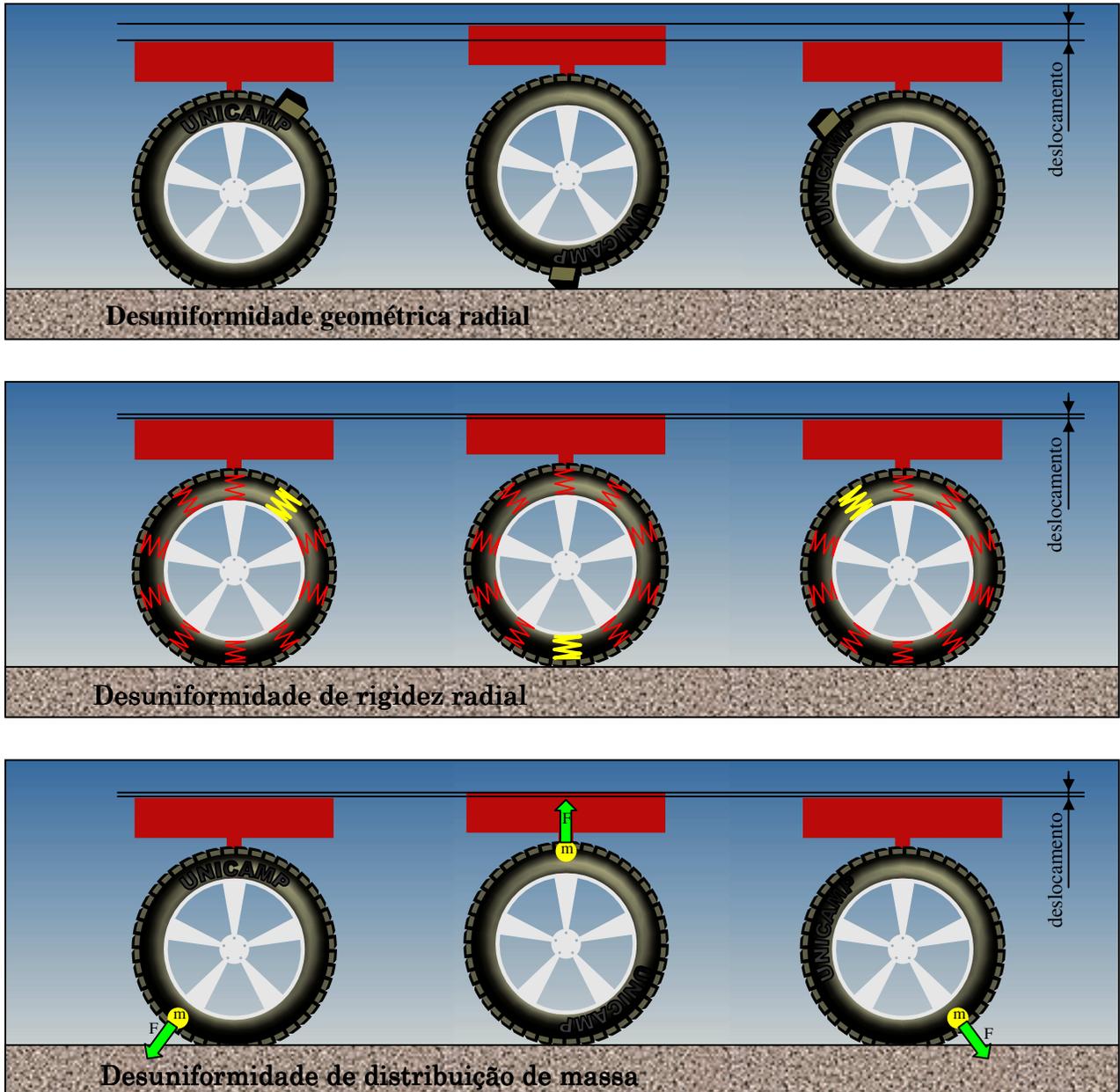


Figura 15: Desuniformidade geométrica radial, desuniformidade de rigidez radial e desuniformidade de distribuição de massa.

A desuniformidade acima de determinados limites pode induzir vibrações que podem ser transmitidas ao usuário, causando desconforto. Dependendo da velocidade do veículo, as vibrações podem atingir frequências na faixa audível (20 Hz a 20 kHz), provocando o “ruído de desuniformidade”. Por exemplo, um veículo a 100 km/h (27,8 m/s), com um pneu de diâmetro de 0,6 m e uma variação de rigidez radial com uma componente na 8ª harmônica da rotação do pneu, provocará um ruído com uma frequência bem definida de $(27,8 \text{ m/s}) * (\pi * 0,6 \text{ m}) * 8 = 117 \text{ Hz}$.

1.3 Prototipagem Virtual Sonora - PVS

Além dos mecanismos de geração de ruído, os mecanismos de propagação são importantes, principalmente na percepção do ruído interno pelo usuário do automóvel.

Os caminhos de propagação do ruído interno (aéreos e estruturais) podem ser caracterizados experimentalmente ou utilizando-se métodos numéricos como o método dos elementos finitos (*Finite Element Method - FEM*) e o método dos elementos de contorno (*Boundary Element Method - BEM*).

A interação entre a fonte de ruído e o meio de propagação é um dos motivos principais pelo qual o projeto de um pneu é geralmente realizado em conjunto com o fabricante do automóvel para o qual o pneu está sendo desenvolvido. Por isso, uma previsão do resultado final em termos de ruído é importante, levando-se em consideração a fonte e o meio de propagação.

Para tanto, a abordagem da Prototipagem Virtual Sonora (PVS) pode ser aplicada (Vorländer, 2008). Uma vez modeladas as fontes de ruído, os caminhos de propagação e o ambiente do receptor, é possível sintetizar o ruído percebido pelo receptor, avaliando-o qualitativa ou mesmo quantitativamente. Um esquema deste processo é apresentado na Figura 16.

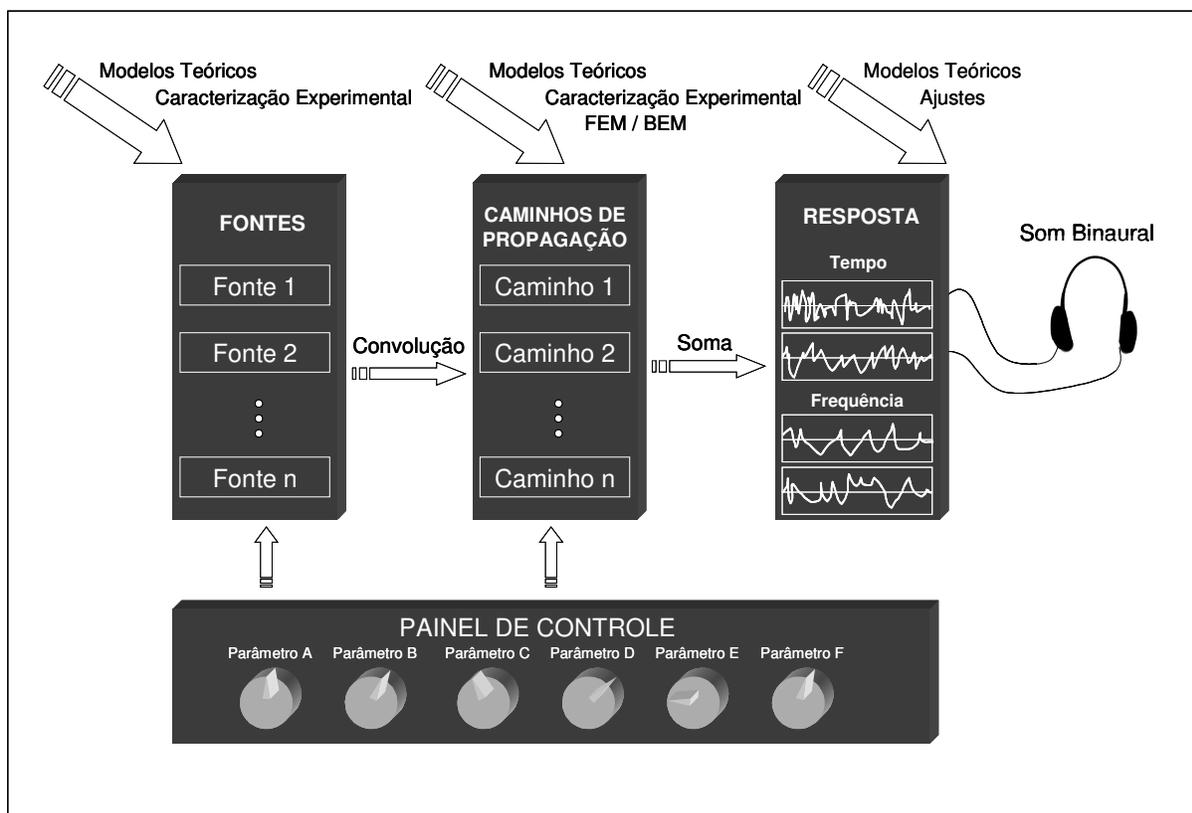


Figura 16: Esquema do processo de Prototipagem Virtual Sonora.

A simulação do ruído interno veicular causado pela interação pneu/pavimento contribui para uma maior velocidade no desenvolvimento de novos modelos de pneu, reduzindo-se os ciclos de construção/revisão de protótipos. Além disso, a possibilidade de se ouvir o ruído simulado permite a avaliação subjetiva do resultado de uma dada configuração de pneu e veículo.

Outra vantagem da PVS é sua abordagem “construtivista” (ou evolutiva) do problema, uma vez que o ambiente de simulação também serviria de base para a incorporação de refinamentos nos modelos individuais dos mecanismos de geração/propagação de ruído e, portanto, no modelo total. Isto se daria com a implementação de bancos de dados de testes anteriores, mas, sobretudo, com a implementação contínua dos resultados obtidos ao longo de projetos futuros.

1.4 Objetivos do trabalho

Esta dissertação de Mestrado teve como objetivo principal a criação de um ambiente virtual de simulação de ruído de pneumáticos automotivos.

Para tanto, os objetivos específicos foram:

1. Compreensão dos mecanismos de geração de ruído da interação pneu/pavimento;
2. Aprofundamento dos estudos no mecanismo de geração de ruído do tipo “Ruído de Martelamento”;
3. Busca por modelos de “Ruído de Martelamento” na literatura;
4. Implementação de modelos disponíveis;
5. Desenvolvimento de um modelo para “Ruído de Martelamento”;
6. Incorporação de modelos experimentais de caminhos de propagação;
7. Sintetização do ruído resultante via Prototipagem Virtual Sonora.

O objetivo complementar foi a geração de conhecimento patenteável.

1.4 Organização da dissertação

Neste capítulo foi feita uma introdução ao tema “ruído de pneus”, mostrando sua importância nos últimos quarenta anos. Foram apresentados brevemente os mecanismos de geração de ruído de pneus, sendo mais detalhados os mecanismos de ruído de martelamento e de desuniformidade. Foi apresentada a abordagem da Prototipagem Virtual Sonora no contexto de ruído de pneus.

No capítulo 2 são apresentados modelos teóricos para o mecanismo de geração de ruído do tipo ruído de martelamento. É apresentado o modelo de Willett (1975) que, apesar de relativamente antigo e simples, foi validado experimentalmente. Na sequência, é apresentado um modelo teórico desenvolvido durante este trabalho, que, além de considerar um perfil para a excitação referente aos blocos da banda de rodagem, considera a presença de uma defasagem entre as carreiras de blocos, assim como a geometria do contato e a distribuição das pressões de contato entre o pneu e o pavimento.

No capítulo 3 é realizada uma análise da influência dos parâmetros do modelo proposto, onde são apresentadas simulações de diferentes configurações de pneus e suas respectivas respostas no tempo e na frequência.

No capítulo 4 são apresentados os modelos experimentais de caminhos de propagação e é apresentada a metodologia da Prototipagem Virtual Sonora para ruído de pneus. São apresentados exemplos do ruído interno simulados para a posição do motorista e do passageiro para diferentes configurações de pneus.

No capítulo 5 são apresentadas as conclusões gerais do trabalho e sugestões de trabalhos futuros.

No capítulo 6 são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas no trabalho.

No Apêndice A é apresentada a descrição das medidas de um pneu.

No Apêndice B são apresentados os programas desenvolvidos para as simulações em ambiente MATLAB®.

Capítulo 2

Modelos de Ruído de Martelamento

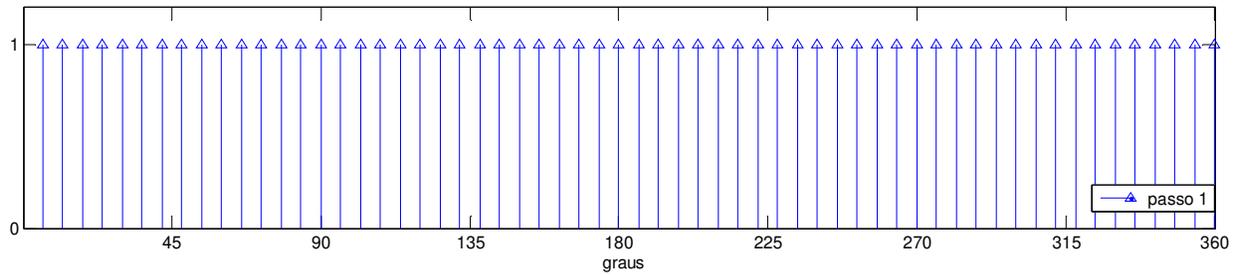
Neste capítulo será visto o modelo de Willett e dois novos modelos propostos neste trabalho, tendo em vista o mecanismo de martelamento do pneu.

2.1 Modelo de Willett

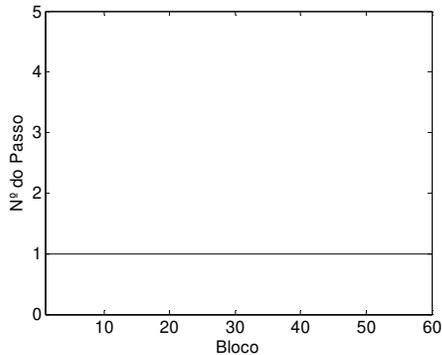
Willett (1975) apresentou um método simplificado para obtenção do espectro referente ao ruído gerado pela interação dos blocos com o pavimento. Dada uma sequência de passos (diferentes ou não), são obtidas as componentes em relação aos harmônicos da frequência de rotação do pneu.

Por exemplo, para um pneu composto de 60 blocos, com um único passo de 33 mm, igualmente espaçado dos sulcos, o modelo apresentará uma componente harmônica de ordem 60 (e 120 e 180, etc.) harmônico do pneu (Figura 17).

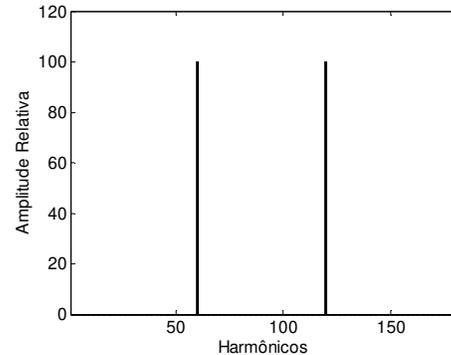
Para o caso de haver dois passos diferentes (mantendo-se o número de blocos igual a 60), 25.4 mm e 40.6 mm, por exemplo, distribuídos alternadamente (passo 1, passo 2, passo 1, passo 2, ...), o modelo de Willett apresentará raias nos harmônicos de ordem 30, 60, 90... (Figura 18). Neste caso há a repetição sequencial de um par de passos (por isso apresenta raias nos harmônicos múltiplos de 30, já que há 30 pares de blocos).



a)



b)



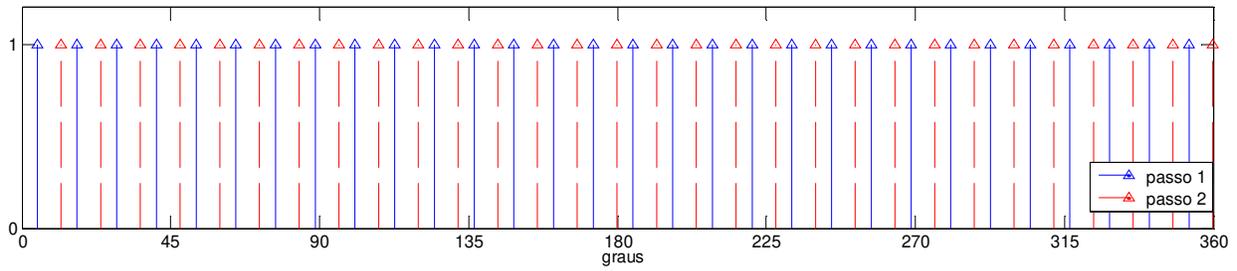
c)

Figura 17: a) Representação esquemática de uma sequência de passos única. b) Distribuição dos passos de blocos. c) Amplitudes relativas referentes aos harmônicos da frequência de rotação do pneu.

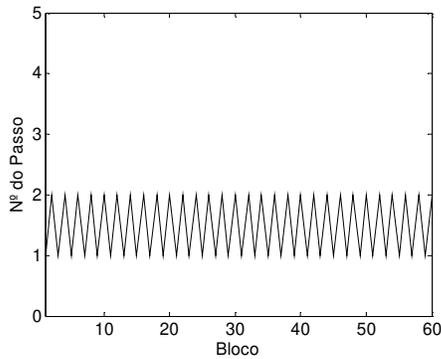
A obtenção das raias referentes aos harmônicos da frequência de rotação do pneu se baseia no método da soma fasorial. Cada bloco girante da banda de rodagem (com seu respectivo passo) é referenciado à sua posição angular no perímetro do pneu como um fasor. Para cada harmônico da frequência de rotação do pneu, é realizada a soma de todos os fasores, e atribuída a componente ao respectivo harmônico. Este é o espectro esperado da força no cubo de roda devido ao martelamento dos blocos.

A implementação computacional da metodologia proposta por Willett (1975), em ambiente MATLAB®, está apresentada no Apêndice B.

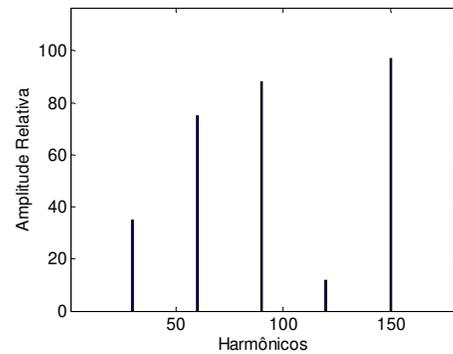
Tal procedimento parte do pressuposto de que cada bloco, em contato com o pavimento, provoca um impulso unitário.



a)



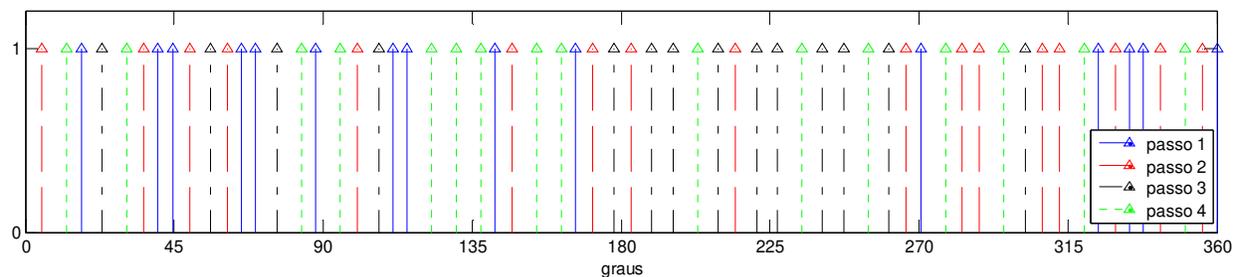
b)



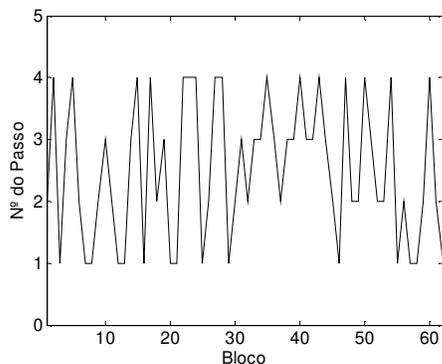
c)

Figura 18: a) Representação esquemática de uma sequência de dois passos alternados. b) Distribuição dos passos de blocos. c) Amplitudes relativas referentes aos harmônicos da frequência de rotação do pneu.

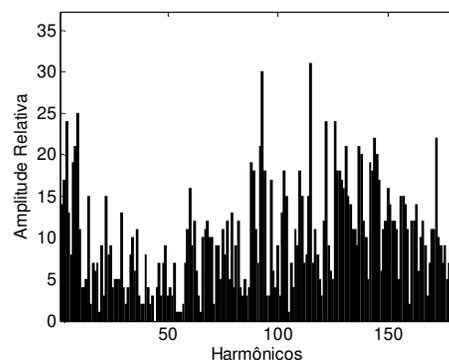
Sequências aleatórias de passos podem ser simuladas por este método. Na Figura 19 é apresentado um exemplo de um pneu de 62 blocos, com quatro passos diferentes (14.65 mm, 17.58 mm, 21.49 mm e 25.4 mm), distribuídos aleatoriamente. Pode-se notar o espalhamento das raias em função dos harmônicos da frequência de rotação do pneu. Apesar de ainda sobressaírem algumas raias, pode ser notado que as amplitudes relativas são menores do que nos exemplos anteriores, pela melhor distribuição da energia na frequência.



a)



b)



c)

Figura 19: a) Sequência de quatro passos aleatorizados. b) Distribuição dos passos de blocos. c) Amplitudes relativas referentes aos harmônicos da frequência de rotação do pneu.

O modelo foi validado experimentalmente (Willett, 1975) com pneus cujas bandas de rodagem foram confeccionadas de acordo com as distribuições de passos simuladas. Por outro lado, além de considerar a excitação de cada bloco como um impulso, o modelo não considera a presença da defasagem entre carreiras de blocos, nem aspectos referentes ao contato entre o pneu e o pavimento.

2.2 Modelo Proposto I

Com a finalidade de se obter um sinal referente ao ruído de martelamento de pneus, para uma posterior simulação por prototipagem virtual do ruído interno veicular, foi construído um modelo que gera um sinal temporal, e seu respectivo espectro, deste mecanismo de geração de ruído.

Diferentemente do modelo de Willett, este modelo atribui um perfil do sinal do contato de cada bloco ao entrar em contato com o pavimento. Além disso, é considerada a presença de uma defasagem entre as carreiras de blocos assim como a geometria do contato e a distribuição das pressões de contato entre o pneu e o pavimento.

2.2.1 Sinal individual dos blocos

O perfil do pulso de impacto de cada bloco da banda de rodagem com o pavimento foi considerado como composto de três fases: subida, pausa e descida.

Na subida ocorre o início do contato do bloco com o pavimento. Com a continuação da rotação do pneu atinge-se um momento onde o bloco já está completamente em contato com o pavimento, caracterizando um patamar na excitação. Por fim, quando o bloco começa a deixar o contato com o pavimento, a excitação começa a diminuir até o completo descolamento do bloco com o pavimento, quando então se inicia um sulco transversal.

Para a montagem do sinal do pulso de excitação do bloco, foi assumido para as fases de subida e descida um perfil senoidal. A subida ocorre até um dado valor definido como a amplitude máxima da excitação do bloco. A descida, por outro lado, parte deste valor máximo e termina em zero. Para a fase de patamar, é assumido o valor constante da amplitude máxima da excitação do bloco. Para o intervalo referente ao sulco, é assumido um valor nulo (patamar inferior constante da força). Nesta modelagem há a possibilidade de se definir a duração relativa de cada fase do pulso, por exemplo: subida 10%, pausa 80% e descida 10%.

Para diferentes passos de blocos há diferentes durações do pulso completo. Definida uma sequência de passos de todo o perímetro do pneu, os pulsos referentes a cada um dos passos são compostos, intercalados com a parte referente ao sulco.

A Figura 20 apresenta um esquema das fases do pulso e a composição do sinal com pulsos de blocos com diferentes passos. Na figura, A_A , A_B , A_C e A_D representam as amplitudes máximas de cada pulso de cada um dos quatro blocos.

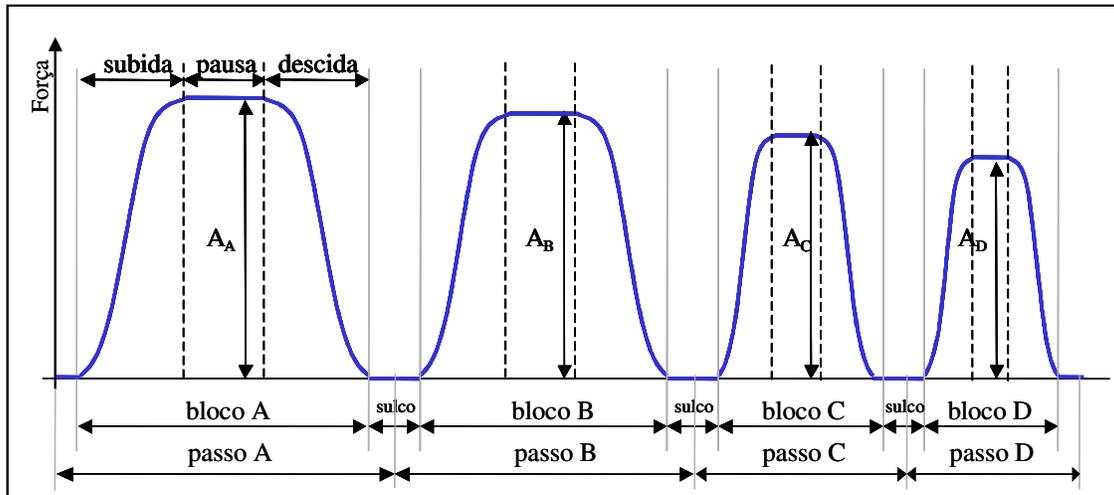


Figura 20: Esquema das fases do pulso e a composição do sinal com pulsos de blocos com diferentes passos.

2.2.2 Defasagem entre as carreiras de blocos

A defasagem entre as carreiras, formando uma hélice na banda de rodagem do pneu tem o efeito de suavizar o impacto dos blocos da banda de rodagem com o pavimento. Não havendo defasagem, os blocos de todas as carreiras iniciariam e terminariam o contato com o pavimento ao mesmo tempo, elevando os níveis de excitação. Por outro lado, com uma defasagem apropriada entre as carreiras, o impacto do início do contato de um bloco pode ser praticamente desacompanhado do início de nenhum outro bloco.

Dada uma sequência de passos, são compostos os sinais de cada passo de blocos, formando o sinal de uma carreira, que pode ser arranjado em um vetor $\{V\}$ com N pontos (Equação 01).

$$\{V\} = \begin{Bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ \vdots \\ v_N \end{Bmatrix} \quad \text{eq. 01}$$

Para uma banda de rodagem composta de N_c carreiras, monta-se uma matriz $[M_c]$ (matriz de excitação das carreiras) com N_c colunas, sendo cada coluna igual ao vetor do sinal de uma carreira (Equação 02).

$$[M_c]_{N_c \times N_c} = [\{V\} \quad \{V\} \quad \dots \quad \{V\}] \quad \text{eq. 02}$$

As colunas da matriz de excitação são então defasadas entre si, conforme a defasagem física dos blocos da banda de rodagem.

Definindo-se o operador de defasagem \mathcal{D}_n como (Equação 03):

$$\mathcal{D}_n \{V\} = \begin{Bmatrix} v_j \\ v_i \end{Bmatrix}, \quad \text{onde} \quad \begin{cases} j = a + 1, a + 2, \dots, a + n \\ i = 1, 2, \dots, a \\ a = N - n \end{cases} \quad \text{eq. 03}$$

Sendo n o número de pontos equivalentes de defasagem em relação à defasagem física das carreiras da banda de rodagem (Equação 04):

$$n = \left(\frac{N}{2\pi R_{ext}} \right) def \quad \text{eq. 04}$$

onde def é a defasagem entre as carreiras e R_{ext} é o raio externo do pneu.

Considerando-se a aplicação do operador \mathcal{D}_n duas vezes sobre um vetor $\{A\}$, define-se a seguinte notação (Equação 05):

$$\mathcal{D}_n^2\{A\}=\mathcal{D}_n(\mathcal{D}_n\{A\}) \quad \text{eq. 05}$$

Portanto, a matriz de excitação das carreiras defasadas $[M_{cd}]$ é formada (Equação 06):

$$[M_{cd}] = [\{V\} \ \mathcal{D}_n\{V\} \ \mathcal{D}_n^2\{V\} \ \dots \ \mathcal{D}_n^{N_c-1}\{V\}] = [\{W_1\} \ \{W_2\} \ \{W_3\} \ \dots \ \{W_{N_c}\}] \quad \text{eq. 06}$$

2.2.3 Contato entre pneu e pavimento

Nesta modelagem há a consideração de aspectos referentes ao contato. A distribuição transversal das pressões de contato na região dos ombros e do centro é feita ponderando-se as colunas da matriz de excitação das carreiras defasadas $[M_{cd}]$ antes de se obter o sinal equivalente da excitação $\{S\}$.

Por exemplo, considerando que a distribuição das pressões de contato seja de 70% nos ombros e 30% no centro, as colunas da matriz $[M_{cd}]$ referentes às carreiras dos ombros devem ser ponderadas pelo fator $\alpha = 0.7$ e as colunas do centro, ponderadas pelo fator $\beta = 0.3$ formando a matriz de excitação das carreiras defasadas e ponderadas $[M_{cdp}]$ (Equação 07).

$$[M_{cdp}] = [\{W_1^p\} \ \{W_2^p\} \ \dots \ \{W_{N_c}^p\}] \quad \text{eq. 07}$$

onde

$$\{W_k^p\} = \begin{cases} \alpha\{W_k\} & \text{se } k \leq N_o \text{ ou } k > N_c - N_o \\ \beta\{W_k\} & \text{se } k \in]N_o, N_c - N_o[\end{cases} \quad \text{eq. 08}$$

onde N_o é o número de carreiras do ombro.

Obtida a matriz $[M_{cdp}]$, é realizado o somatório das linhas para obtenção do sinal equivalente da excitação (Equação 09):

$$\{S\} = \sum_{k=1}^{N_c} \{W_k^p\} = \begin{Bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ \vdots \\ S_N \end{Bmatrix} \quad \text{eq. 09}$$

Uma representação das regiões de ponderação é apresentada na Figura 21.

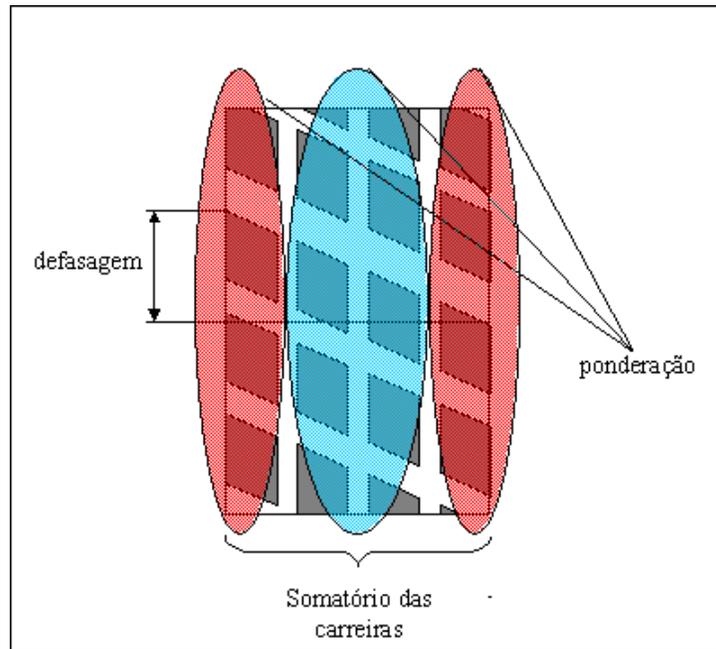


Figura 21: Ponderação referente à distribuição de pressão de contato na direção transversal.

A ponderação na direção longitudinal das carreiras é feita integrando-se o sinal equivalente da excitação sobre o comprimento de contato l_c , para cada ponto da circunferência do pneu, formando o vetor do sinal equivalente integrado $\{S^{int}\}$ (Equação 10):

$$\{S^{int}\} = \begin{Bmatrix} s_1^{int} \\ s_2^{int} \\ \vdots \\ s_N^{int} \end{Bmatrix}$$

eq. 10

onde

$$s_i^{int} = \sum_{h=-b}^b s_i \quad \text{onde } b = \left(\frac{N}{2\pi R_{ext}} \right) \frac{lc}{2}$$

Além disso, pode ser atribuído um perfil de ponderação para o sinal equivalente da excitação na região de contato antes da integração. Um esquema é apresentado na Figura 22.

O comprimento de contato é aproximado pela secante formada entre a altura da deflexão do pneu sob carga e a base do pneu sem deflexão (Figura 22).

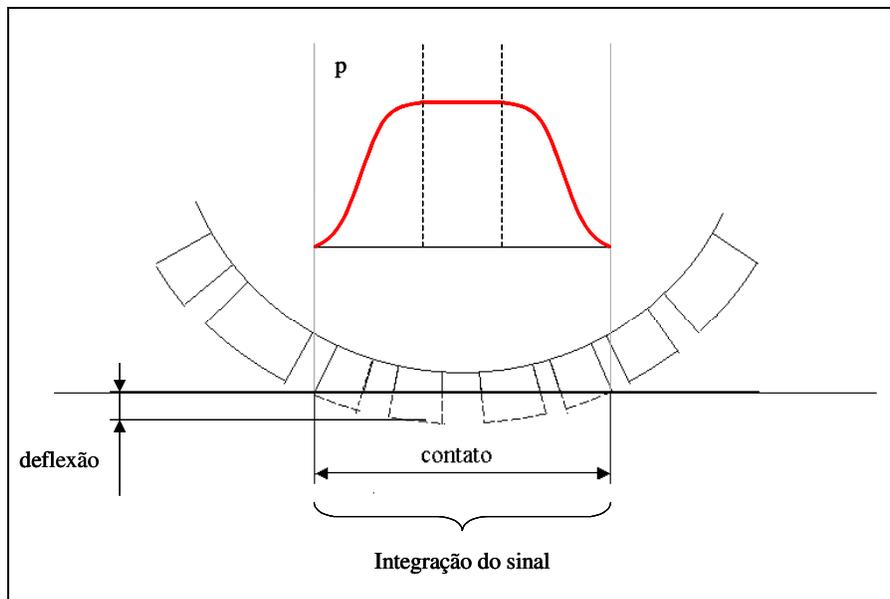


Figura 22: Definição do comprimento do contato entre o pneu e o pavimento.

2.2.4 Resumo

Um diagrama esquemático das etapas do processo de composição do sinal é apresentado na Figura 23.

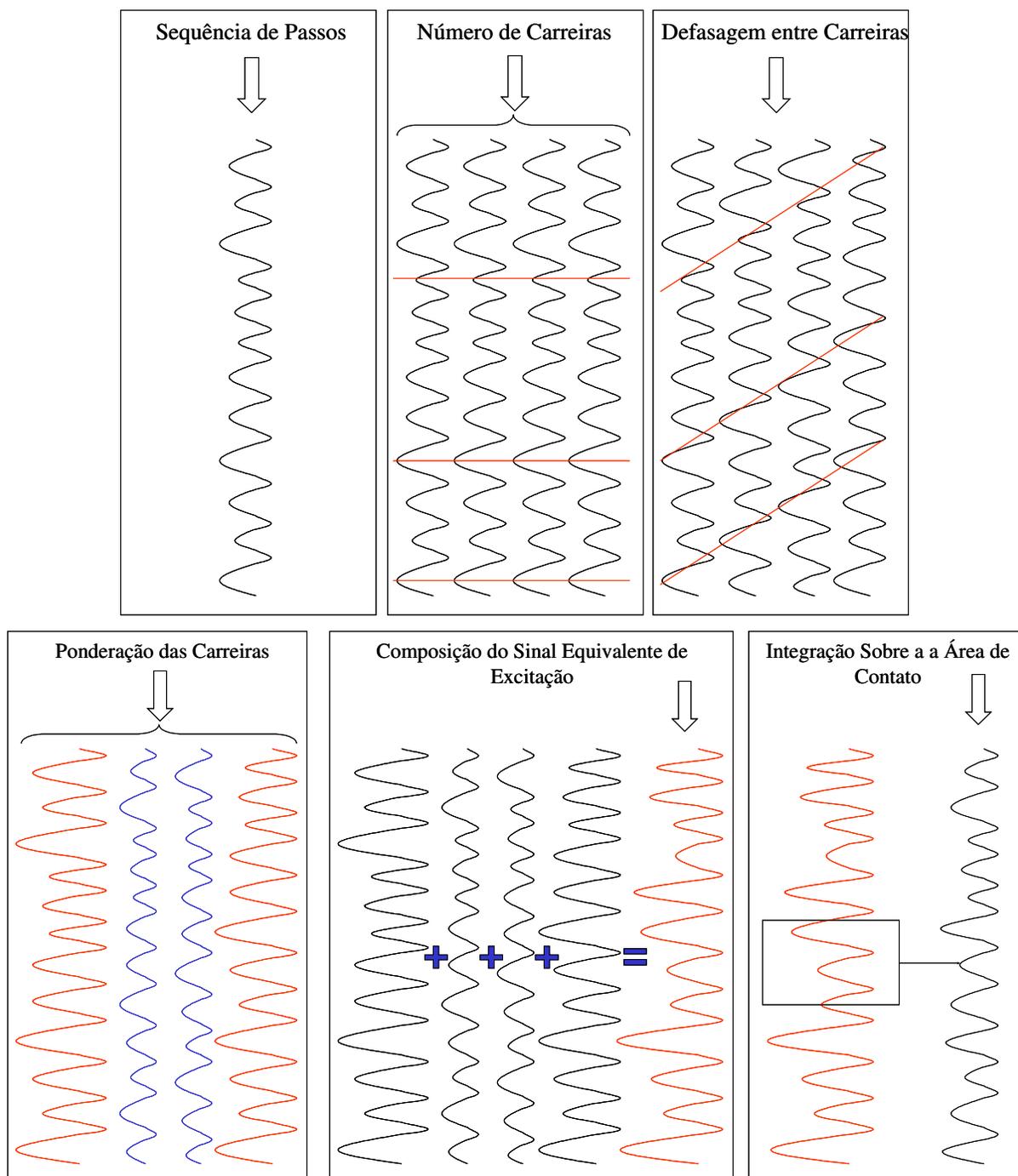


Figura 23: Etapas do processo de composição do sinal.

2.3 Modelo Proposto II

O desenvolvimento do modelo proposto I se deu de maneira evolutiva. Primeiramente criou-se um modelo que considerava um perfil para o sinal da excitação de cada bloco e depois foram agregados processamentos sobre este sinal, a fim de considerar o efeito de múltiplas carreiras, da defasagem entre as carreiras e aspectos do contato. Em particular, o efeito do contato na direção longitudinal se deu pela integração do sinal resultante sobre o comprimento do contato.

Por outro lado, a consideração do contato na direção longitudinal pode ser abordada de outra forma. Cada bloco, ao passar pela região de contato, gera um pulso com a duração da sua passagem pelo contato (Figura 24). Pode-se considerar que este pulso é composto de três fases: subida, pausa e descida.

A fase de subida é atribuída à condição de contato incompleto do bloco, por isso tem a duração do comprimento do passo. A partir daí, o bloco passa pela região de contato (fase de pausa) até iniciar o descolamento do pavimento (início da fase de descida). O pulso termina com o total descolamento do bloco. Da mesma forma que a fase de subida, a duração da fase de descida é o comprimento do passo do bloco.

Após o início do pulso de um primeiro bloco (bloco 1), o bloco 2 inicia seu contato com o pavimento, defasado do comprimento do bloco 1 e de um sulco. O bloco 3 inicia seu contato com o pavimento, defasado do bloco 2 do comprimento do bloco 2 e de um sulco, e defasado do bloco 1 do comprimento dos blocos 1 e 2 e de dois sulcos. Os demais blocos geram pulsos defasados da mesma sequência.

Diferentes passos geram diferentes pulsos, uma vez que as fases de subida e descida são função do comprimento do passo. Todavia, a duração dos pulsos é a mesma, pois depende somente do comprimento de contato. (O comprimento do contato é obtido da mesma forma que no modelo proposto I).

O sinal resultante é obtido realizando-se o somatório dos sinais individuais. Um esquema deste processo está apresentado na Figura 24

De posse do sinal resultante, a consideração da multiplicidade de carreiras e da ponderação das carreiras é feita como no modelo proposto I. Depois de obtido o sinal equivalente de excitação, a integração sobre o comprimento de contato não é necessária, pois o efeito do contato na direção longitudinal já foi considerado nos pulsos do sinal.

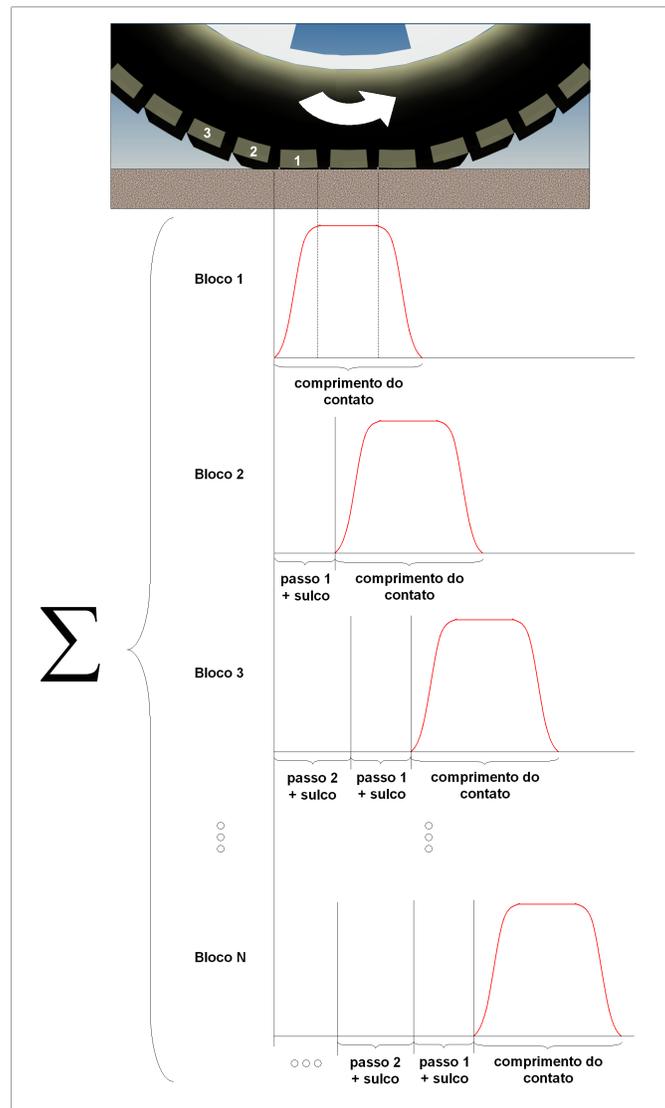


Figura 24: Esquema das fases do pulso e a composição do sinal com pulsos de blocos com diferentes passos.

Capítulo 3

Análise da influência dos parâmetros dos modelos propostos

3.1 Simulações

Os modelos propostos foram implementados computacionalmente para obtenção do sinal temporal e do espectro resultante para diferentes configurações simuladas. A implementação foi feita em ambiente MATLAB® e os códigos fonte dos programas desenvolvidos estão apresentados no Apêndice B.

Os parâmetros variados e as versões das simulações estão apresentadas na Tabela 1.

Para todas as simulações, foram assumidas as dimensões nominais de um pneu 175/70R14.

A velocidade do pneu utilizada na simulação foi de 100 km/h.

Exceto quando for especificado, a deflexão do pneu assumida foi de 15 mm, banda de rodagem com quatro carreiras de 62 blocos cada, defasagem de 10 mm, blocos com 4 passos diferentes com comprimentos relativos de 0.577, 0.692, 0.846 e 1.000, distribuídos aleatoriamente conforme sequência apresentada na Figura 25, obtida pelo algoritmo apresentado no trabalho de Marsaglia e Zaman (1991). A ponderação das carreiras utilizada foi de 70% nos ombros e 30% no centro.

Tabela 1: Versões das simulações realizadas com o modelo proposto.

Parâmetro variado	Versão
Distribuição dos Passos	passo único
	dois passos (alternados)
	dois passos (aleatorizados)
	quatro passos (aleatorizados)
Defasagem	0 mm
	10 mm
	20 mm
Ponderação (ombro/centro)	70%/30%
	50%/50%
	30%/70%
Nº de Carreiras	uma carreira
	duas carreiras
	três carreiras
	quatro carreiras
	cinco carreiras
Deflexão	5 mm
	15 mm
	25 mm

Para a realização das comparações, os sinais foram normalizados utilizando-se amplitude unitária dos pulsos dos blocos.

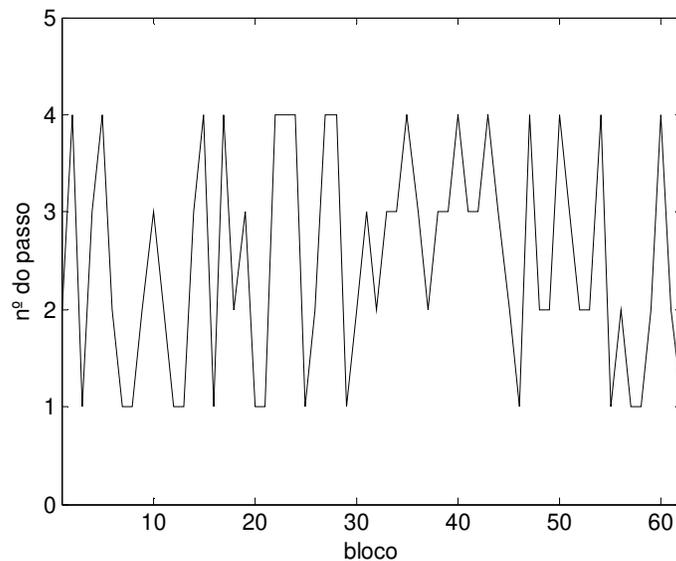


Figura 25: Sequência de passos utilizada.

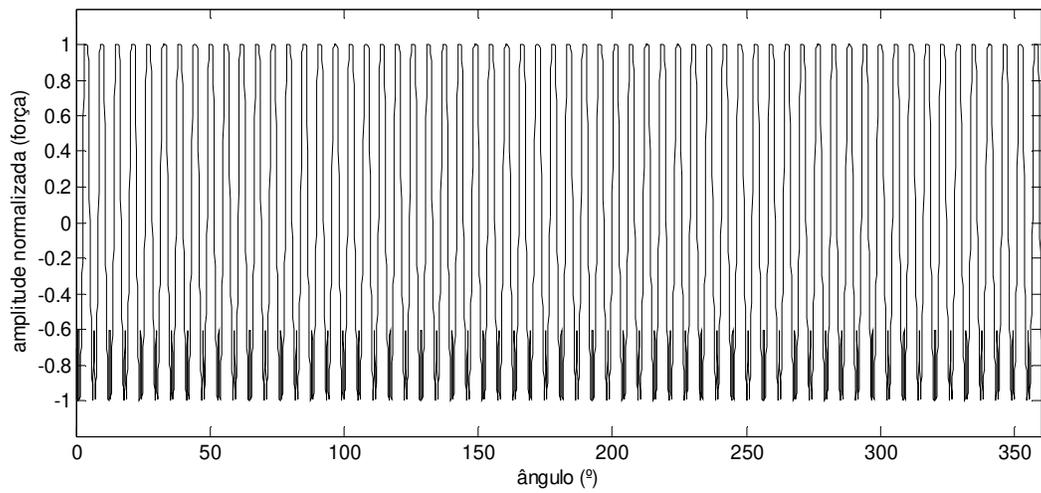
3.1.1 Distribuição dos passos

Foi realizada uma análise da distribuição dos passos na banda de rodagem semelhante à feita com o modelo de Willett. Foi simulada a condição com um único passo, com dois passos (alternados e aleatorizados) e com quatro passos aleatorizados.

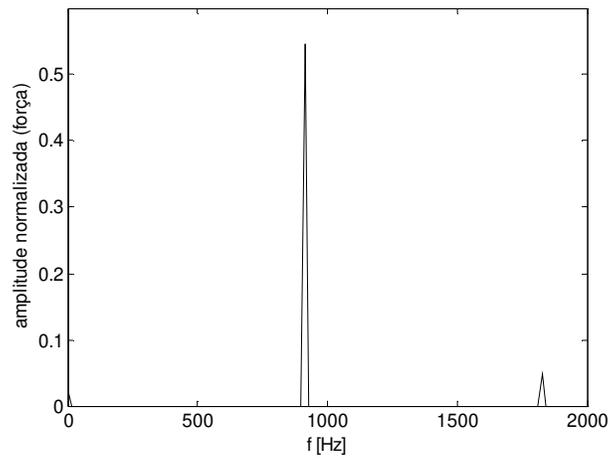
Passo único

Conforme esperado, a simulação da condição de passo único gerou um sinal temporal periódico em ambos os modelos (Figura 26a para o modelo I e Figura 27a para o modelo II), cuja frequência pode ser verificada no gráfico do espectro (Figura 26b para o modelo I e Figura 27b para o modelo II).

O pico em 912.8 Hz é referente ao produto do número de blocos (62) pela frequência de rotação do pneu (14.72 Hz) para a velocidade simulada. Picos nas frequências múltiplas também são esperadas; nota-se pois um pico em 1825 Hz. Como já exposto anteriormente, ruídos tonais devem ser evitados devido ao grande incômodo psicoacústico provocado.

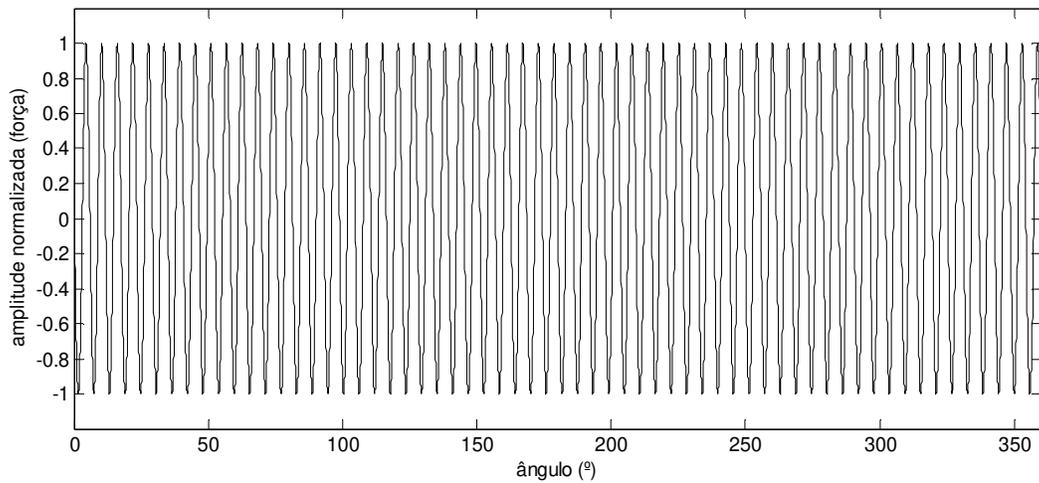


a)

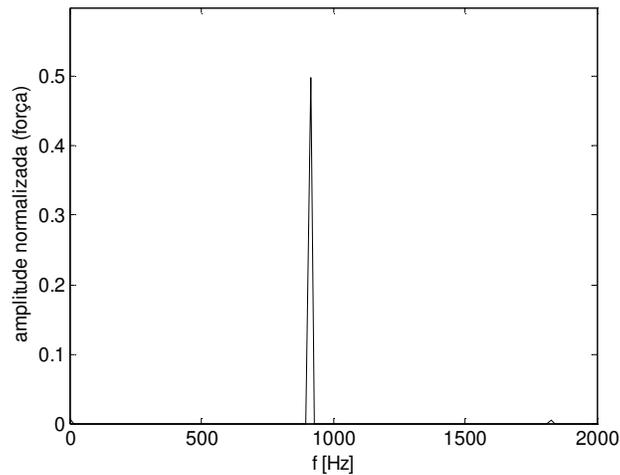


b)

Figura 26: Condição “passo único” conforme modelo I. a) Sinal temporal normalizado.
b) Espectro resultante.



a)



b)

Figura 27: Condição “passo único” conforme modelo II. a) Sinal temporal normalizado.

b) Espectro resultante.

Dois e quatro passos

Com o objetivo de se evitar a tonalidade, foram simuladas versões com dois passos diferentes, com comprimentos relativos de 0.577 e 1.000, com duas distribuições: alternada e aleatorizada. A sequência da aleatorização está apresentada na Figura 28.

Foi simulada também a condição com quatro passos diferentes aleatorizados.

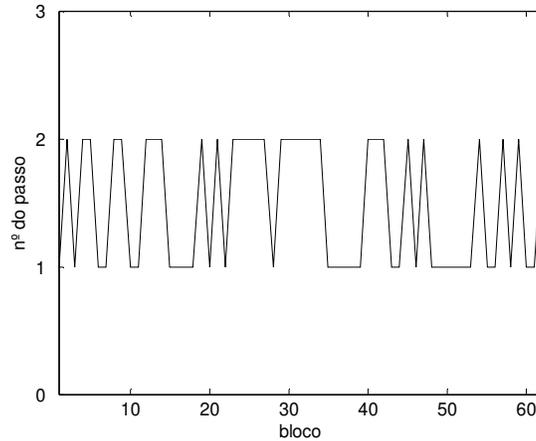
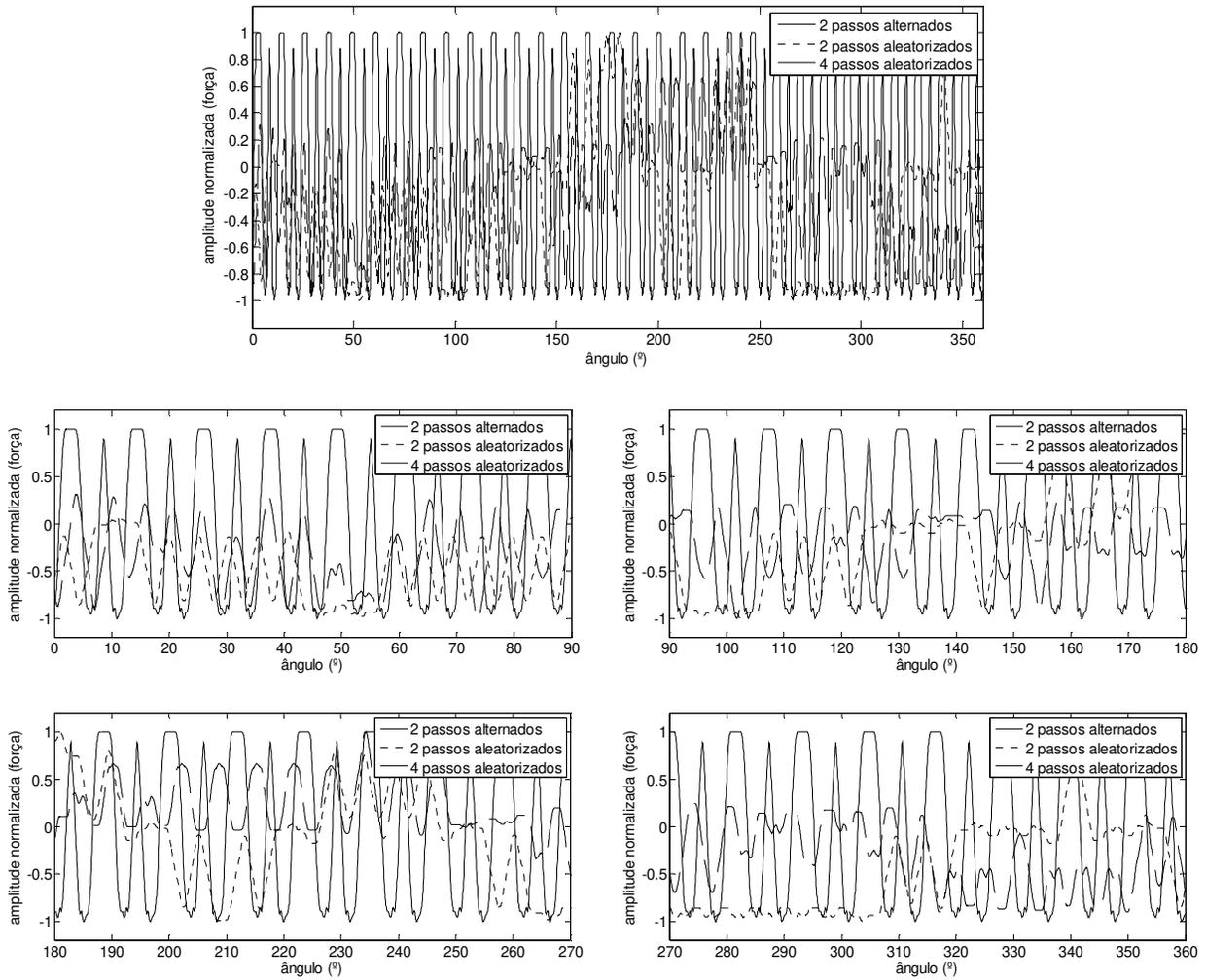


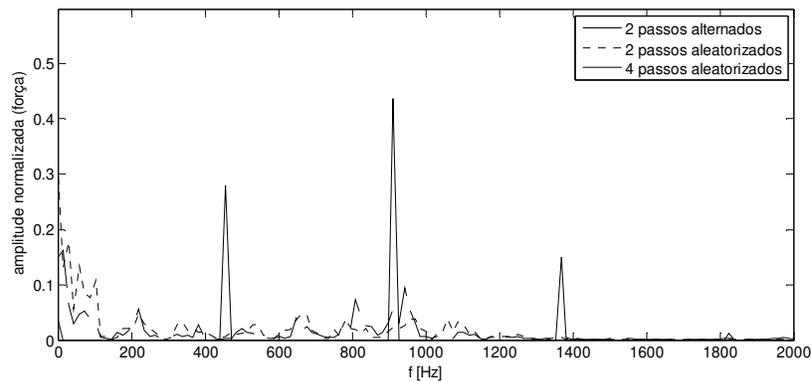
Figura 28: Sequência de dois passos aleatorizados.

A configuração de dois passos alternados também gerou um sinal periódico (Figura 29a para o modelo I e Figura 30a para o modelo II), resultante da repetição agora de um par de blocos. A frequência da repetição do par de blocos é notada no espectro apresentado na Figura 29b e na Figura 30b, para os modelos I e II respectivamente, agora com pico em 456.4 Hz (e múltiplos). Como agora há a repetição de 31 pares de blocos, o pico em frequência é metade da condição de passo único, com 62 blocos.

Nas Figuras 29 e 30 também são apresentados os resultados para as condições com dois e quatro passos aleatorizados. Apesar de ainda apresentarem picos em frequência bem definidos, houve um considerável espalhamento da energia do sinal, reduzindo, por conseguinte as amplitudes dos picos. O comportamento para dois e quatro passos aleatorizados foi similar tanto em frequência quanto no tempo, quando analisados os resultados de um mesmo modelo. O sinal temporal para a condição de quatro passos aleatorizados teve uma maior suavização quando comparado ao sinal referente à condição de dois passos aleatorizados (e notadamente em relação à condição de dois passos alternados) para ambos os modelo. Por outro lado, o modelo II apresentou sinais temporais mais suaves do que o modelo I e com menores amplitudes dos picos nas frequências entre 600 Hz e 1000 Hz, o que pode ser reflexo da forma diferente de considerar o sinal na área de contato.

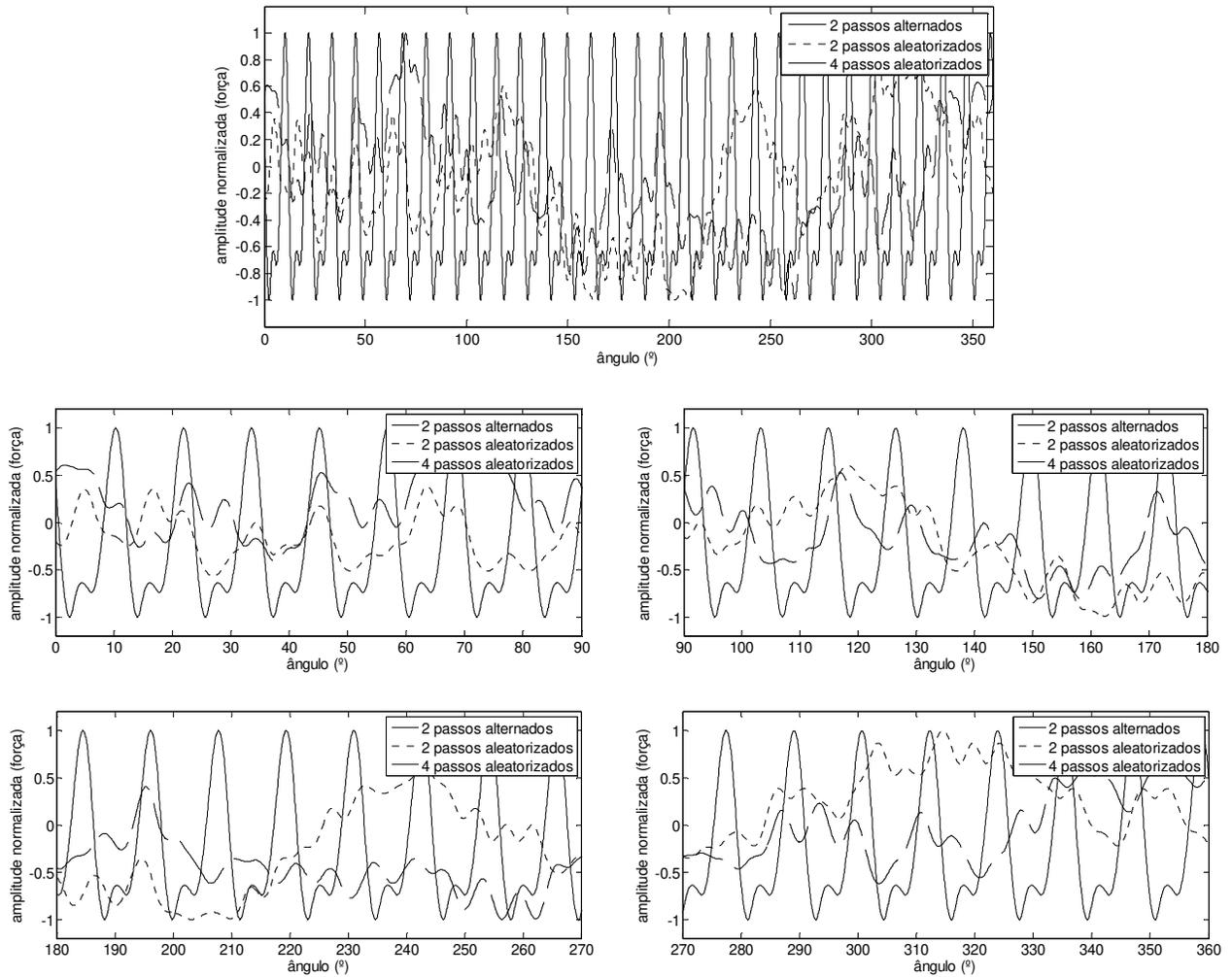


a)

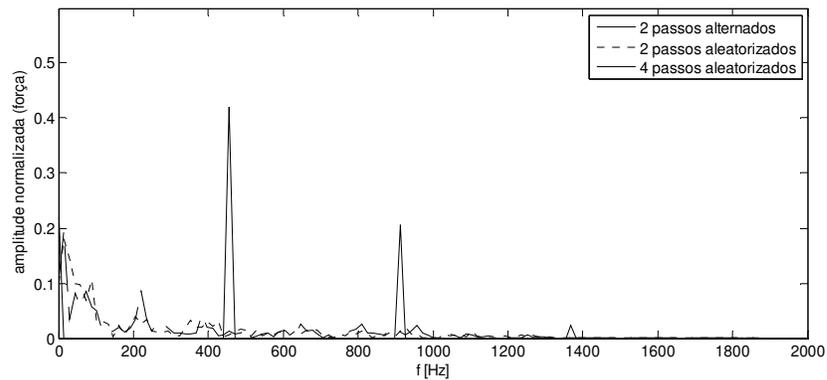


b)

Figura 29: Comparação entre as condições “2 passos alternados”, “2 passos aleatorizados” e “4 passos aleatorizados” para o modelo I. a) Sinal temporal normalizado (total e detalhado). b) Espectro resultante.



a)



b)

Figura 30: Comparação entre as condições “2 passos alternados”, “2 passos aleatorizados” e “4 passos aleatorizados” para o modelo II. a) Sinal temporal normalizado (total e detalhado). b) Espectro resultante.

3.1.2 Defasagem entre as carreiras

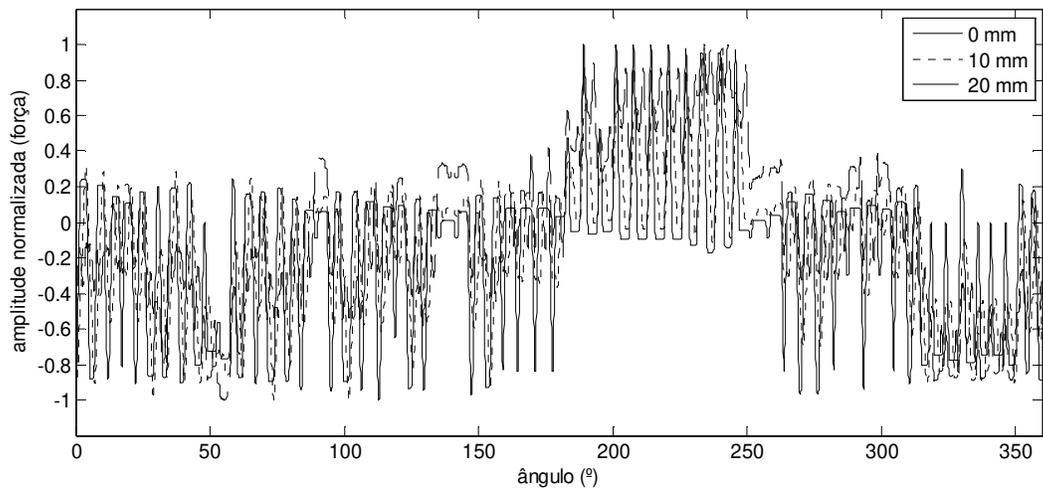
A variação da defasagem entre as carreiras também foi avaliada para três defasagens: 0, 10 e 20 mm (defasagem entre a primeira e a última carreira conforme indicado na Figura 21). O valor da defasagem entre as carreiras deve ser tal que não ocorra a entrada de dois (ou mais) blocos simultaneamente na área de contato.

Avaliando-se os sinais temporais para as três condições (Figura 31a para o modelo I e Figura 32a para o modelo II), nota-se uma suavização dos sinais conforme há o aumento da defasagem, conforme esperado. O modelo II apresenta perfis de sinais diferentes do modelo I, como já visto na análise de distribuição de passos.

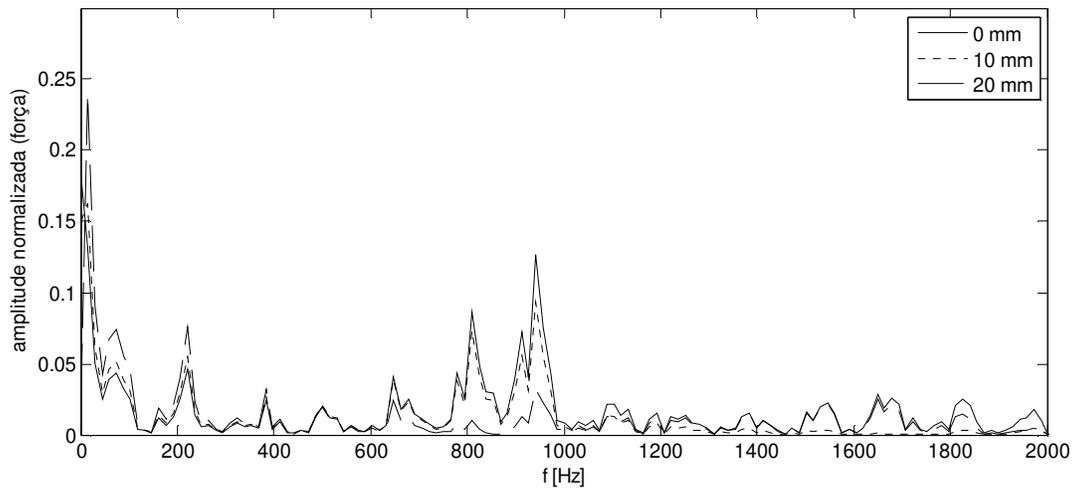
Como o sinal se torna mais suave, há o espalhamento do espectro de frequências, as altas frequências têm suas amplitudes reduzidas e, por outro lado, as baixas frequências têm suas amplitudes elevadas (Figura 31b e 32b). Além deste comportamento geral, notam-se diferenças específicas por bandas de frequência, com a prevalência da amplitude de determinadas configurações de defasagem em diferentes bandas.

Na Figura 31a nota-se o efeito “macro” de suavização para o modelo I. Para a visualização detalhada do efeito de suavização, foram traçados os gráficos da Figura 33. Nela estão apresentados, para as três condições de defasagem, os sinais resultantes da composição dos pulsos dos blocos da banda de rodagem, dos sinais equivalentes das carreiras e dos sinais integrados sobre a região de contato. Os sinais equivalentes das carreiras e os sinais integrados sobre a região de contato estão normalizados no intervalo $[-1,+1]$. Os gráficos apresentam os sinais para um quarto de volta do pneu para facilitar a visualização.

Na condição de defasagem 0 mm (Figura 33a), nota-se, a menos do efeito de escala da normalização, que o sinal de excitação dos blocos e o sinal equivalente das carreiras são iguais.

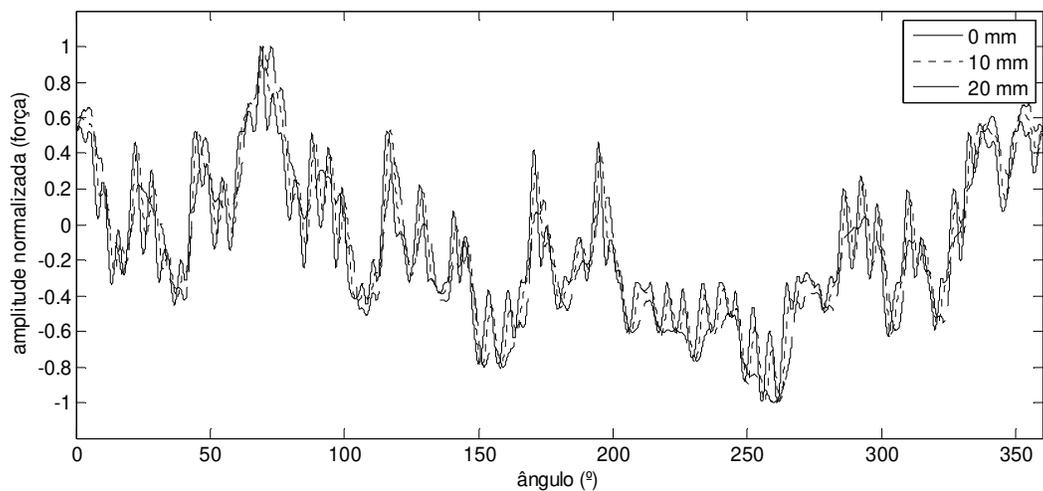


a)

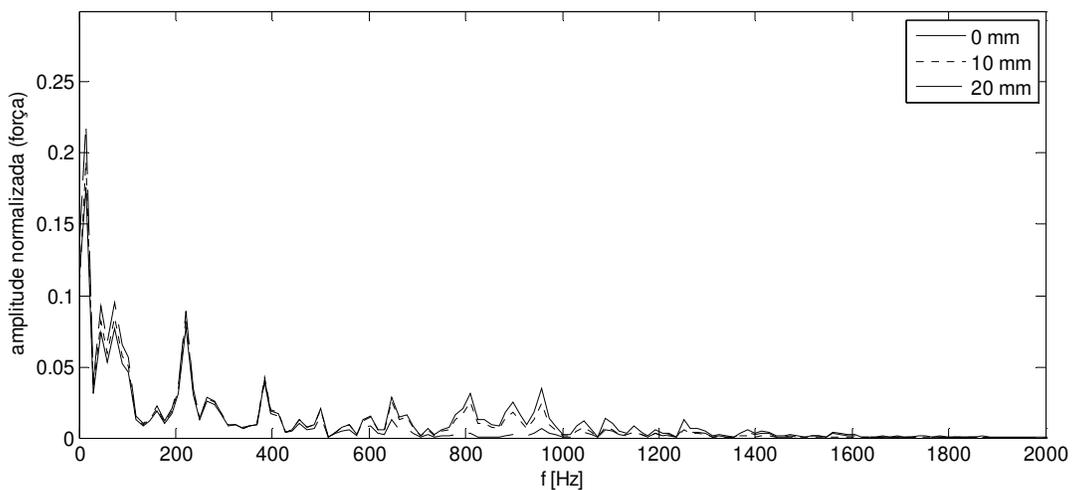


b)

Figura 31: Comparação entre as condições de defasagem “0 mm”, “10 mm” e “20 mm” para o modelo I. a) Sinal temporal normalizado. b) Espectro resultante.



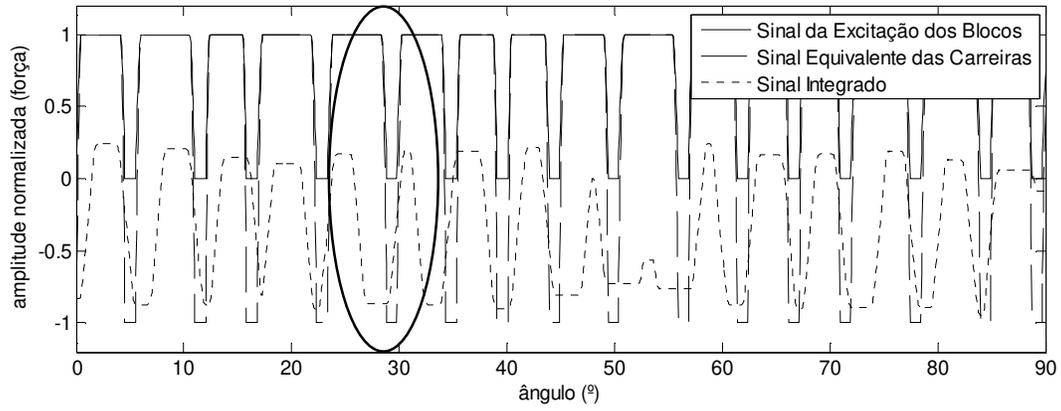
a)



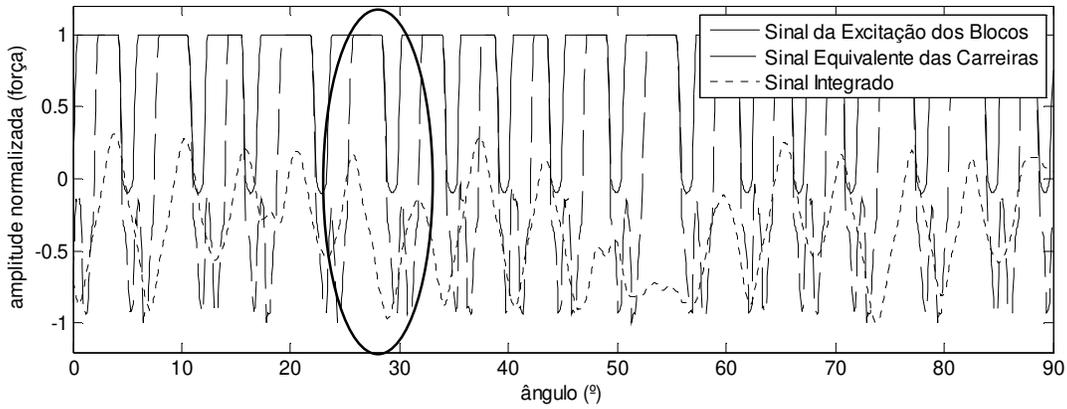
b)

Figura 32: Comparação entre as condições de defasagem “0 mm”, “10 mm” e “20 mm” para o modelo II. a) Sinal temporal normalizado. b) Espectro resultante.

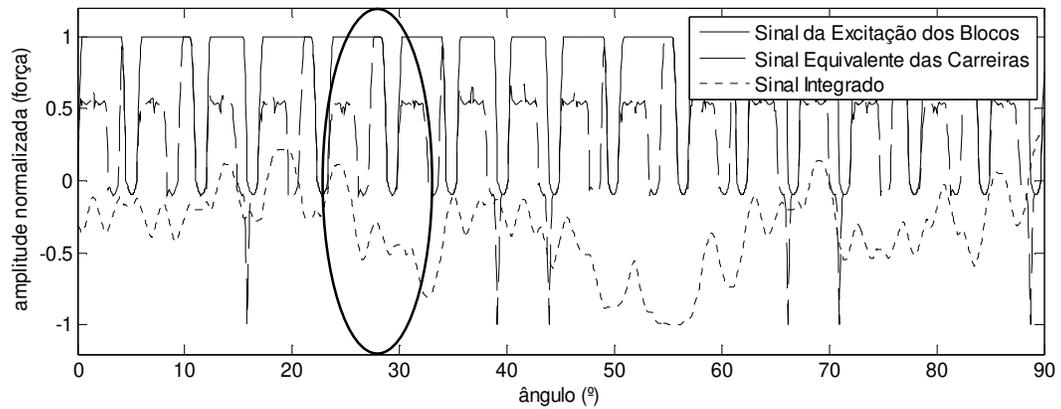
Já para a condição de defasagem de 10 mm (Figura 33b), nota-se que os pulsos do sinal equivalente das carreiras têm seus perfis modificados para um mesmo arco do pneu. Há a formação de um segundo pico, de menor amplitude, antes de o sinal voltar a acompanhar o perfil do sinal da excitação dos blocos. Este segundo pico representa a entrada de um bloco em uma carreira defasada. Este efeito é bastante claro na condição de defasagem de 20 mm (Figura 33c).



a)



b)

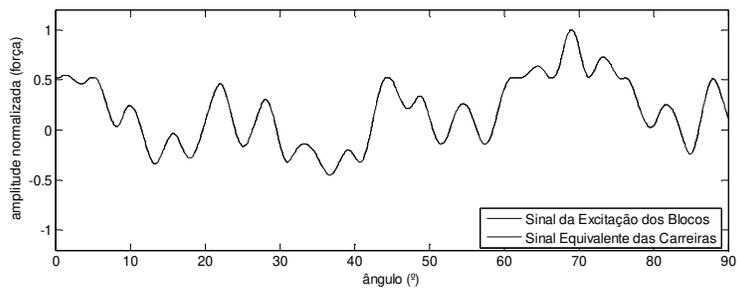


c)

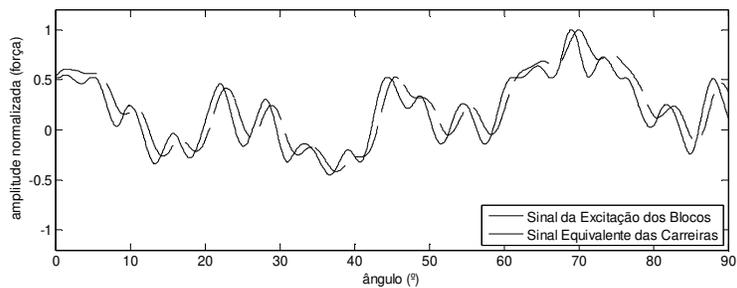
Figura 33: Comparação entre as condições de defasagem para o modelo I. a) 0 mm. b) 10 mm. c) 20 mm.

Na Figura 34 foram traçados os gráficos detalhados das respostas temporais para o modelo II (sinal da excitação dos blocos e sinal equivalente das carreiras).

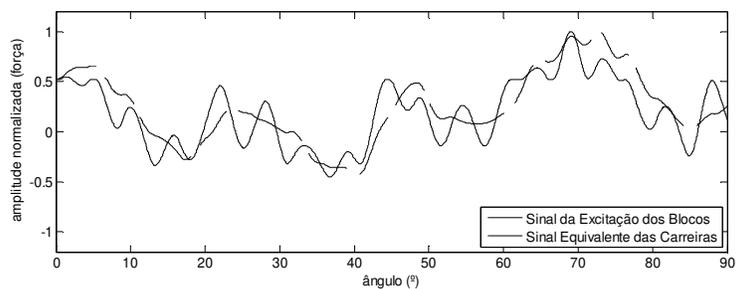
Para a condição de defasagem nula, as curvas da excitação dos blocos e do sinal equivalente das carreiras coincidem, como esperado. Para as condições de defasagem de 10 e 20 mm, nota-se apenas a suavização do sinal equivalente das carreiras, não sendo possível a distinção entre as entradas de blocos de carreiras adjacentes.



a)



b)



c)

Figura 34: Comparação entre as condições de defasagem para o modelo II. a) 0 mm. b) 10 mm. c) 20 mm.

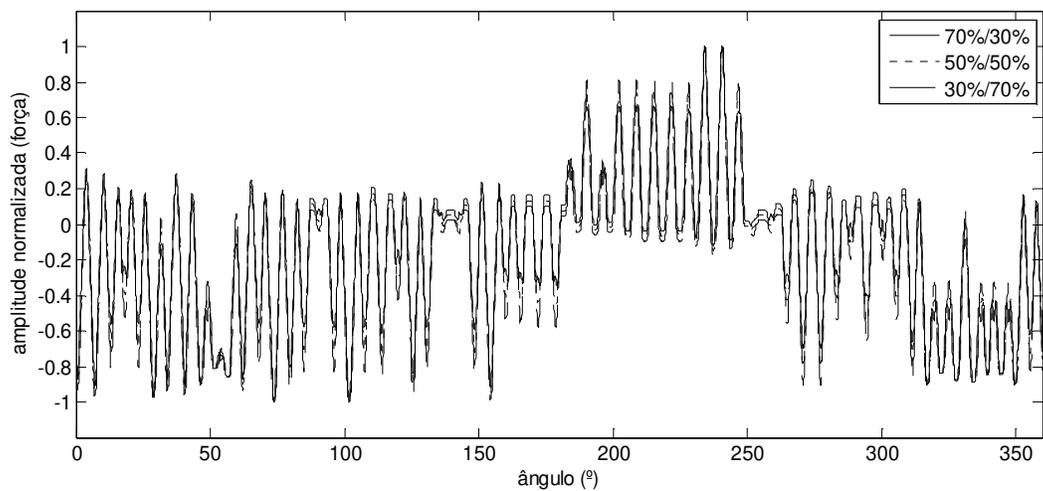
3.1.3 Ponderação das carreiras

A ponderação das carreiras, para representar a variação da pressão de contato na direção transversal da banda de rodagem, apresentou pouca influência no sinal temporal (Figura 35a e Figura 36a para os modelos I e II respectivamente) e no espectro, para frequências abaixo de 1 kHz (Figura 35b e Figura 36b para os modelos I e II respectivamente) para ambos os modelos.

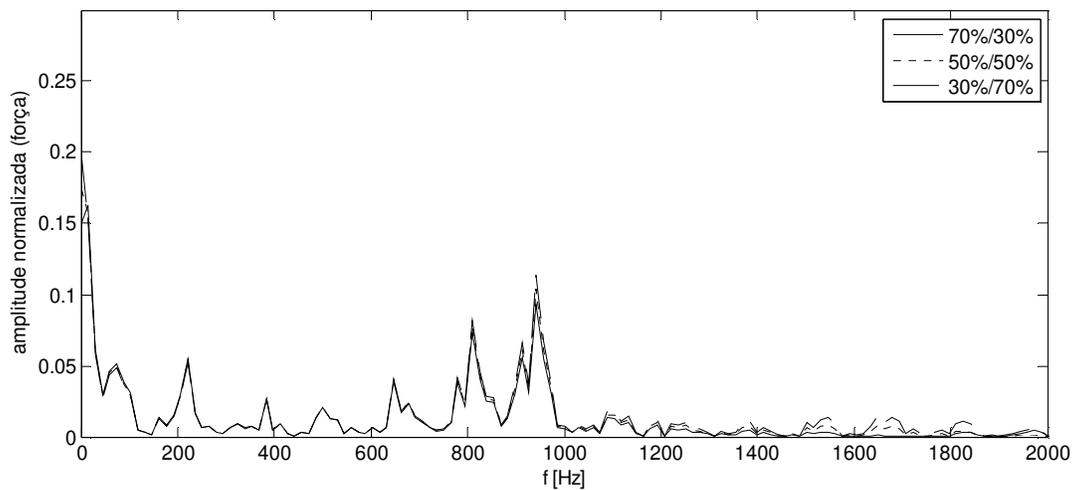
Foram avaliadas as ponderações 70%/30%, 50%/50% e 30%/70%, onde o primeiro fator é referente à ponderação sobre as carreiras dos ombros e o segundo fator sobre as carreiras do centro. A ponderação 70%/30% (ombro/centro) é usual no projeto de pneus radiais tipo passeio. Já a ponderação uniforme (50%/50%) é usual para projeto de pneus de competição e a ponderação 30%/70% foi utilizada nas simulações apenas como comparativo.

A pequena variação nas respostas temporais e espectrais para diferentes ponderações pode ser atribuída à utilização da mesma geometria dos blocos tanto nos ombros quanto no centro, diferentemente do que é utilizado na prática.

A diferença entre os modelos nas respostas espectrais, principalmente entre 600 Hz e 1000 Hz, assim como nas versões anteriores, deve-se essencialmente à diferente forma de considerar o efeito do contato sobre o sinal da excitação.

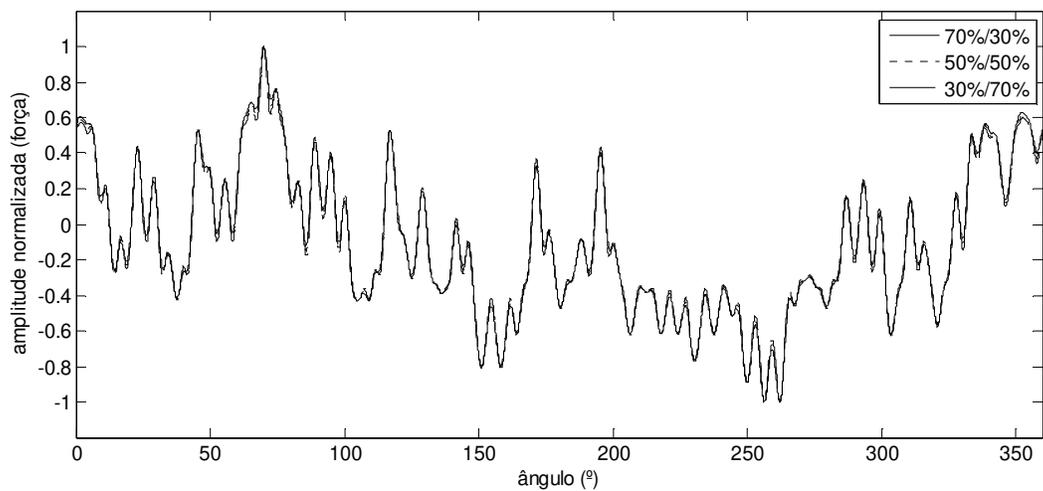


a)

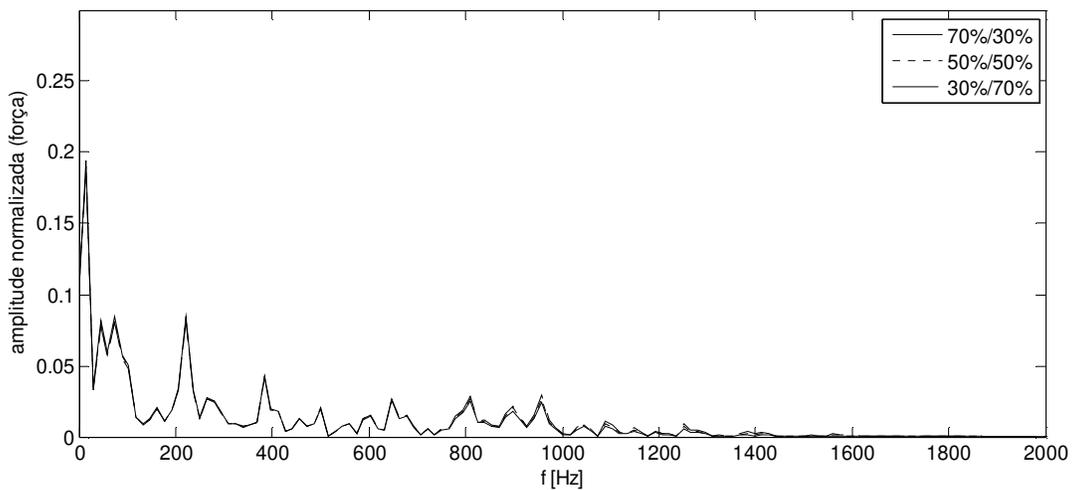


b)

Figura 35: Comparação entre as condições de ponderação das carreiras “73%/30%”, “50%/50%” e “30%/70%” para o modelo I. a) Sinal temporal normalizado. b) Espectro resultante.



a)



b)

Figura 36: Comparação entre as condições de ponderação das carreiras “73%/30%”, “50%/50%” e “30%/70%” para o modelo II. a) Sinal temporal normalizado. b) Espectro resultante.

3.2.4 Número de carreiras

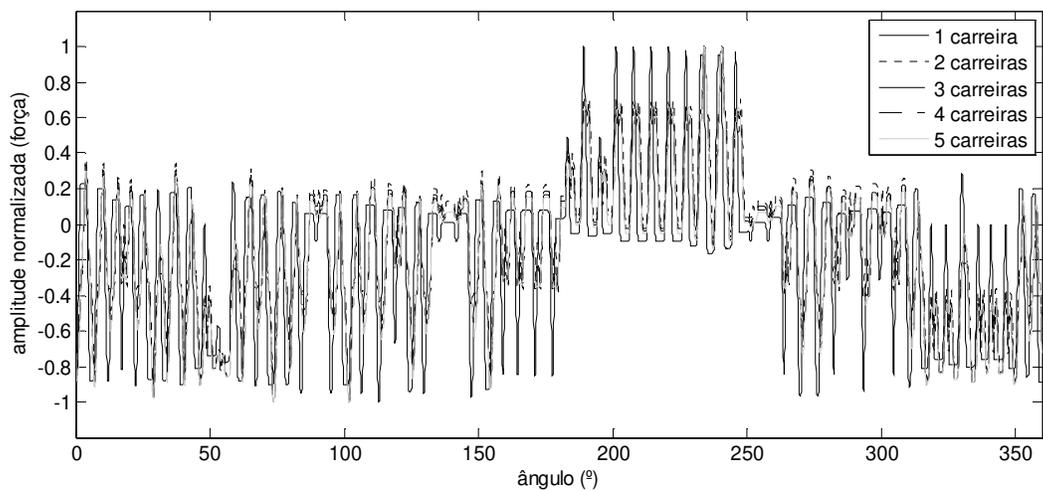
Em termos de vibração e ruído, o efeito de se aumentar o número de carreiras também é o de suavizar a excitação do contato entre os blocos da banda de rodagem e o pavimento.

Foram simuladas as configurações de banda de rodagem com 1, 2, 3, 4 e 5 carreiras de blocos em ambos os modelos. Os pneus comerciais geralmente possuem de 3 a 6 carreiras de blocos. As condições simuladas com 1 e 2 carreiras foram realizadas para comparação com as demais versões.

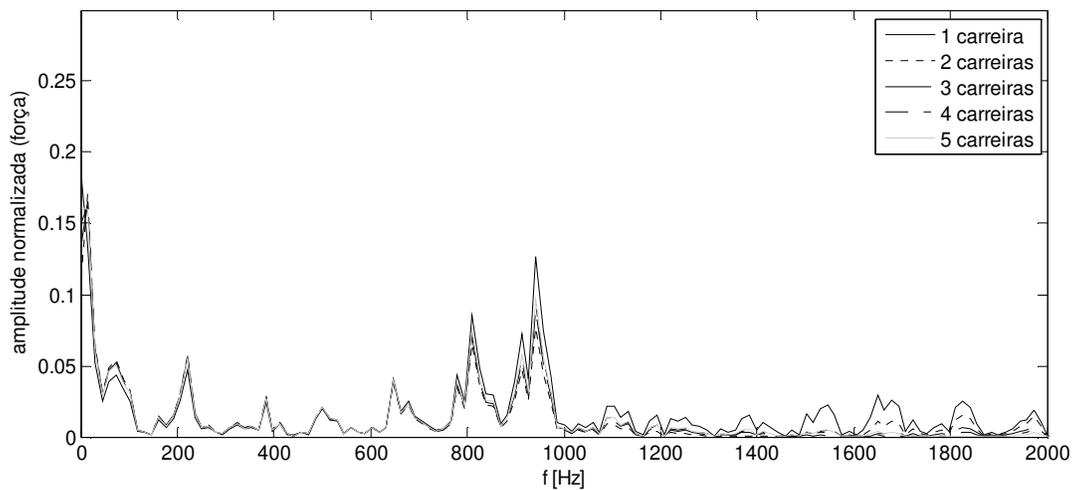
Quanto ao sinal temporal gerado pelo modelo I (Figura 37a), nota-se pouca diferença entre os sinais com mais de uma carreira. Por outro lado, os sinais referentes às condições de múltiplas carreiras apresentam uma suavização em relação ao sinal referente a uma carreira. No modelo II (Figura 38a), os sinais apresentam uma suavização bem menor do que o modelo I.

Na frequência (Figura 37b e 38b), há o decréscimo das amplitudes acima de 1 kHz conforme se aumenta o número de carreiras. Abaixo de 800 Hz, praticamente não há modificação.

A condição de uma carreira na banda de rodagem (Figura 37 e Figura 38) apresentou resultado praticamente idêntico à condição de defasagem de 0 mm entre as carreiras para ambos os modelos (Figura 31 e Figura 32).

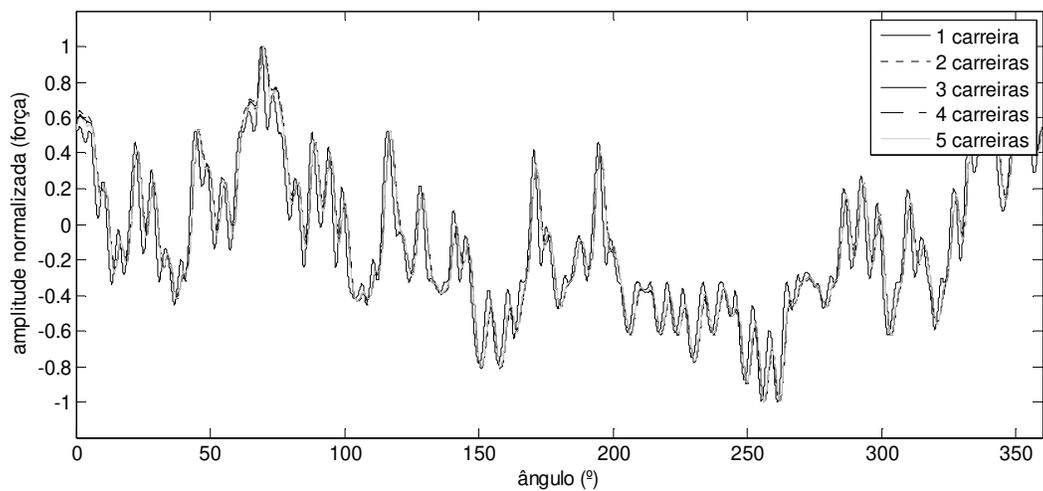


a)

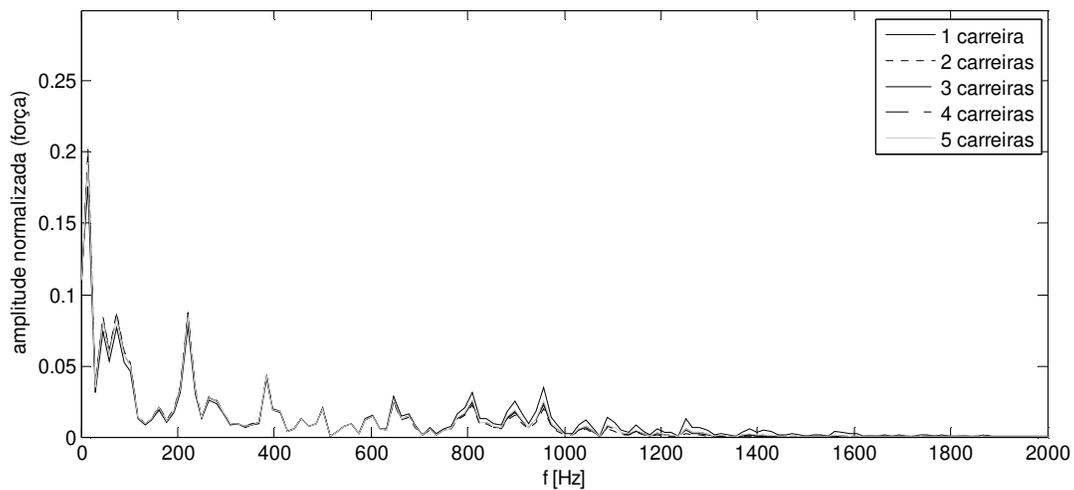


b)

Figura 37: Comparação entre as condições de número de carreiras: “1”, “2”, “3”, “4” e “5” para o modelo I. a) Sinal temporal normalizado. b) Espectro resultante.



a)



b)

Figura 38: Comparação entre as condições de número de carreiras: “1”, “2”, “3”, “4” e “5” para o modelo II. a) Sinal temporal normalizado. b) Espectro resultante.

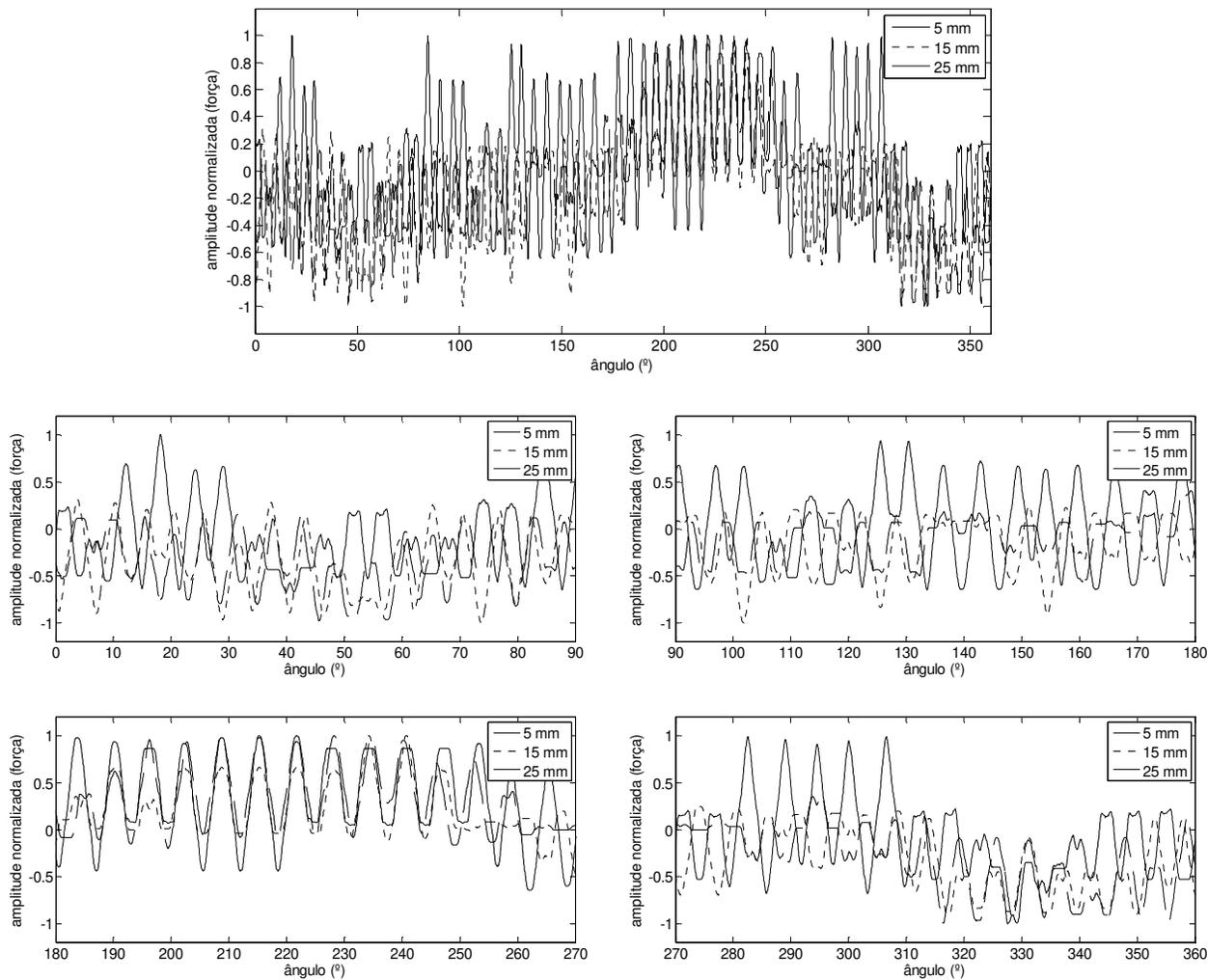
3.1.5 Deflexão

O aumento da deflexão do pneu pode ser provocado pelo aumento da carga sobre o pneu ou pela diminuição da pressão interna do pneu. Ambos os modelos propostos não fazem a distinção entre estas duas situações, apenas levam em consideração a deflexão para a definição do comprimento de contato entre o pneu e o pavimento.

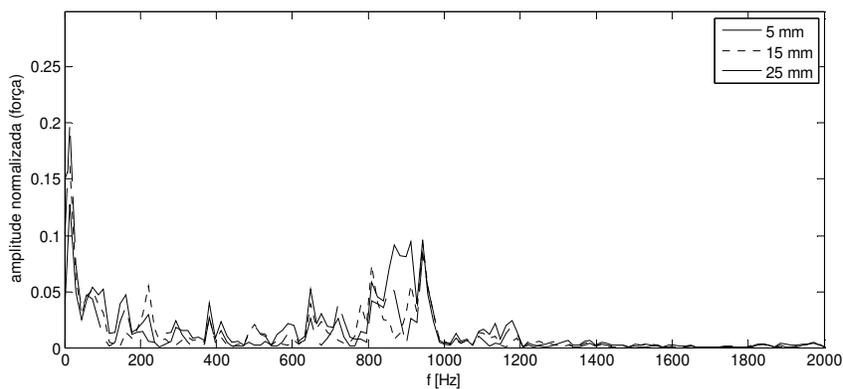
Foram simuladas as condições de deflexão de 5, 15 e 25 mm nos dois modelos, que produzem comprimentos de contato de 109.1, 187.4 e 239.9 mm respectivamente. Os valores de deflexão usuais para pneus comerciais de passeio variam dentro desta faixa, dependendo de parâmetros de projeto do veículo como, por exemplo, peso sobre os eixos, pressão interna dos pneus e configuração da suspensão.

Avaliando-se os sinais temporais obtidos por ambos os modelos (Figura 39a e Figura 40a para os modelos I e II respectivamente) para as três condições de deflexão, nota-se uma suavização dos sinais conforme há o aumento da deflexão.

Como o sinal se torna mais suave, há o espalhamento das frequências, tendo em geral suas amplitudes reduzidas e por outro lado há o aumento das amplitudes para as baixas frequências (Figura 39b e Figura 40b para os modelos I e II respectivamente). Além deste comportamento geral, notam-se diferenças específicas por bandas de frequência, com a prevalência da amplitude de determinadas configurações de deflexão em diferentes bandas.

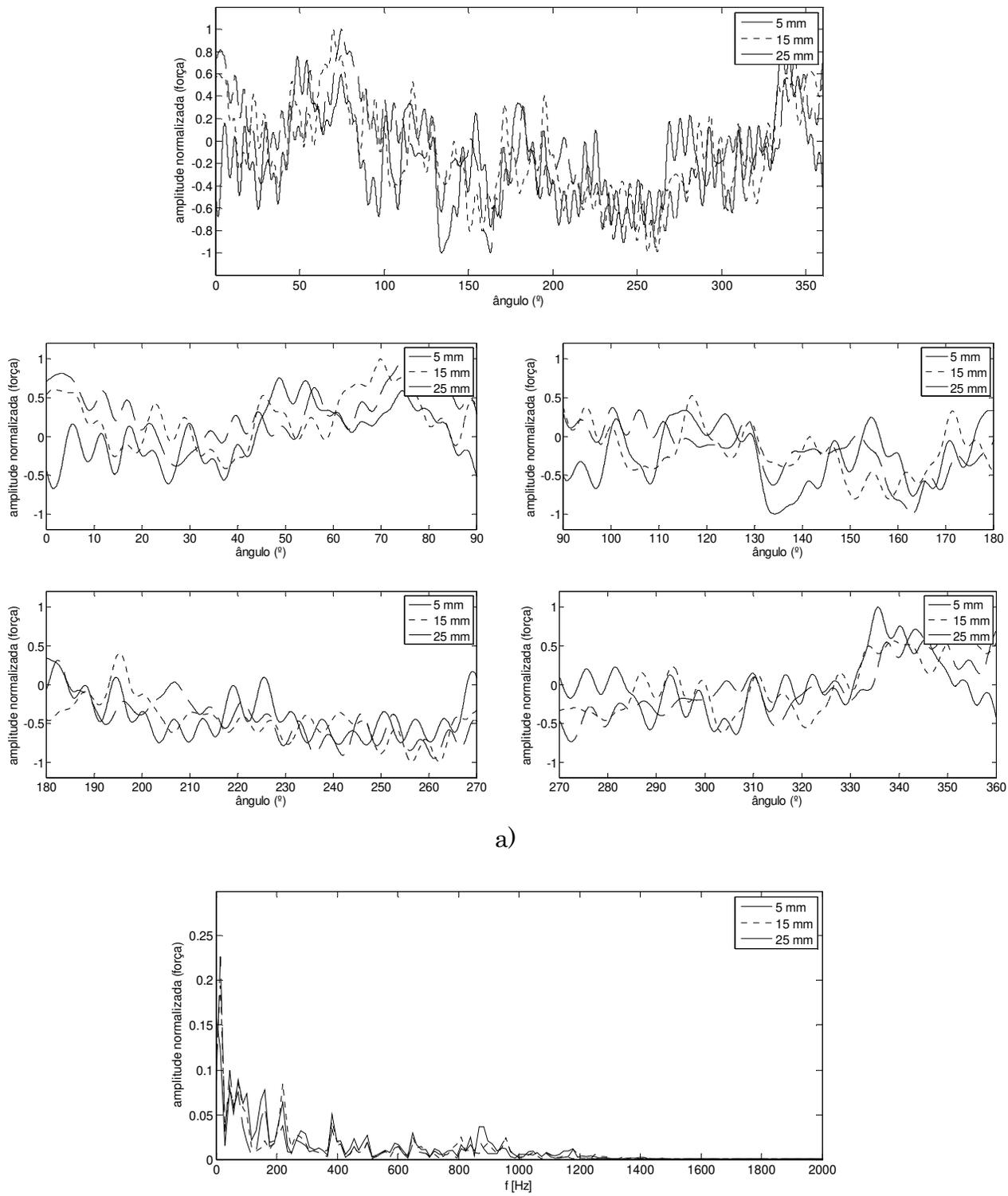


a)



b)

Figura 39: Comparação entre as condições de deflexão: “5 mm”, “15 mm” e “25 mm” para o modelo I. a) Sinal temporal normalizado (total e detalhado). b) Espectro resultante.



a)

b)

Figura 40: Comparação entre as condições de deflexão: “5 mm”, “15 mm” e “25 mm” para o modelo II. a) Sinal temporal normalizado (total e detalhado). b) Espectro resultante.

3.2 Conclusões

O principal objetivo deste capítulo foi realizar uma análise da influência dos parâmetros dos modelos propostos na resposta temporal e espectral. Foram simuladas diferentes configurações de pneu variando-se a distribuição dos passos dos blocos da banda de rodagem, a defasagem entre as carreiras de blocos, a distribuição de pressões de contato na direção transversal, o número de carreiras e a deflexão do pneu sob carga.

A avaliação demonstrou coerência dos modelos propostos com o modelo de Willett no que tange à distribuição dos passos dos blocos da banda de rodagem, principalmente o efeito da tonalidade para distribuições regulares de blocos na banda de rodagem.

Quanto à defasagem entre as carreiras, número de carreiras e deflexão do pneu, notou-se o aumento da suavização do sinal de excitação conforme houve o aumento destes parâmetros. A suavização sempre ocorreu de maneira mais acentuada no modelo I.

Por outro lado, a metodologia utilizada nestes modelos para considerar a distribuição de pressão de contato entre o pneu e o pavimento, na direção transversal à banda de rodagem, não apresentou modificações profundas no sinal temporal de excitação e, no espectro, para frequências abaixo de 1 kHz.

Além deste comportamento geral, notam-se diferenças específicas por bandas de frequência, com a prevalência da amplitude de determinadas configurações em diferentes bandas.

Apesar da concordância com o modelo de Willett (nos aspectos em que são comparáveis), que foi validado experimentalmente, há a necessidade de validação experimental dos outros parâmetros destes modelos, principalmente pelo fato de os modelos propostos considerarem a influência de parâmetros não considerados no trabalho de Willett (1975).

Capítulo 4

Prototipagem Virtual Sonora

4.1 Caracterização dos caminhos de propagação

A caracterização dos caminhos de propagação foi feita experimentalmente. As Funções de Resposta em Frequência (FRF) estimadas dos caminhos de propagação estruturais de um veículo são dadas pela relação (força no cubo de roda na direção vertical) / (pressão sonora no interior do veículo, nas posições do motorista e do passageiro traseiro do lado direito). Nesta caracterização, foi utilizado um torso acústico instrumentado, permitindo a medição de um som binaural, levando em consideração o efeito da cabeça. Esta caracterização foi realizada pela General Motors do Brasil, no Campo de Provas de Cruz Alta.

Desta forma, foi possível caracterizar 8 caminhos para o motorista e para o passageiro. A Figura 41 apresenta um esquema dos caminhos para as posições do motorista (Figura 41a) e do passageiro (Figura 41b) onde DE/OE e DE/OD se referem aos caminhos da roda dianteira esquerda para o ouvido esquerdo e direito respectivamente, DD/OE e DD/OD da roda dianteira direita para os ouvidos esquerdo e direito respectivamente, TE/OE e TE/OD da roda traseira esquerda para os ouvidos esquerdo e direito respectivamente e TD/OE e TD/OD da roda traseira direita para o ouvido esquerdo e direito respectivamente.

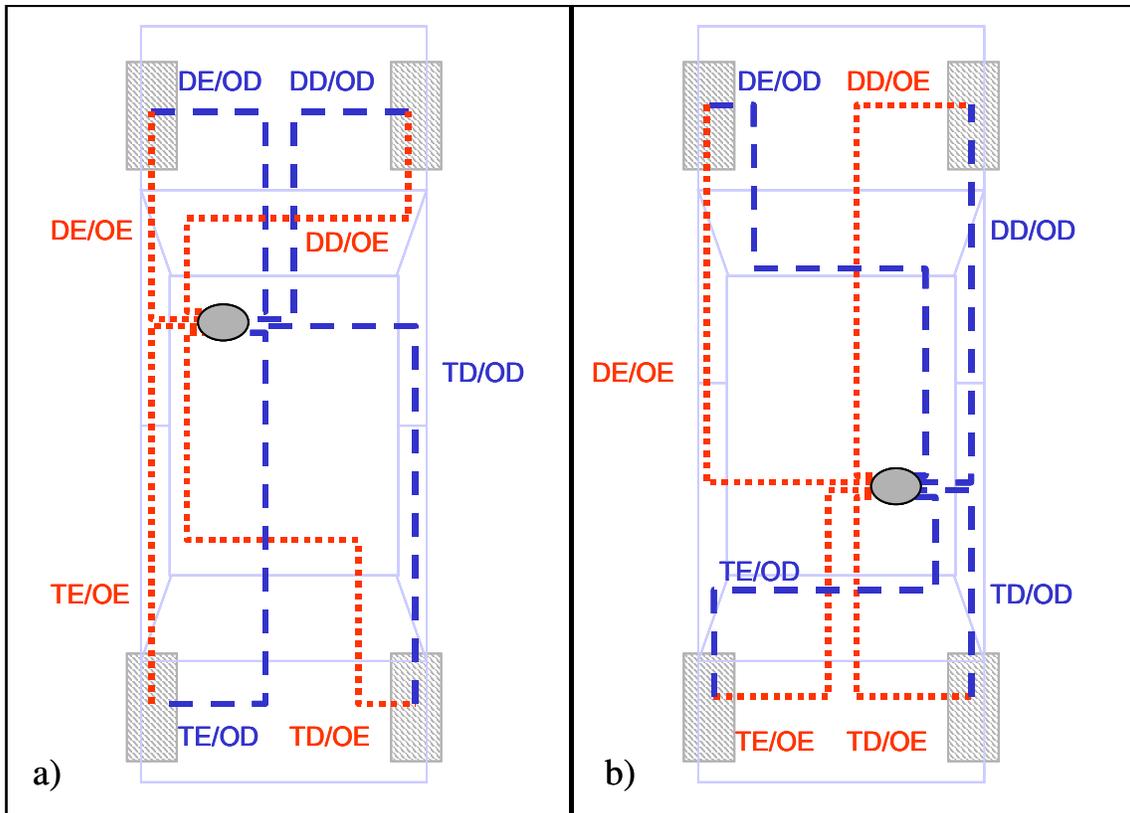
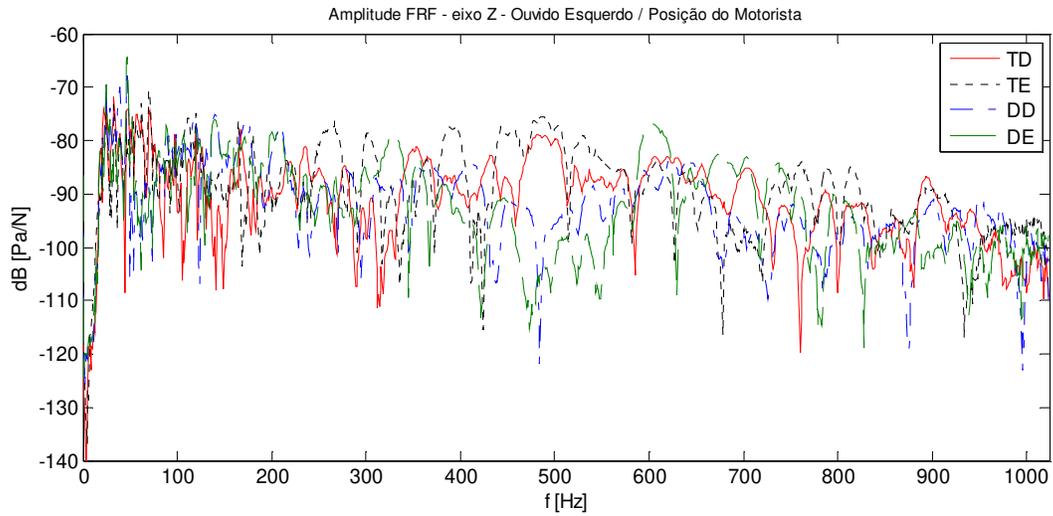


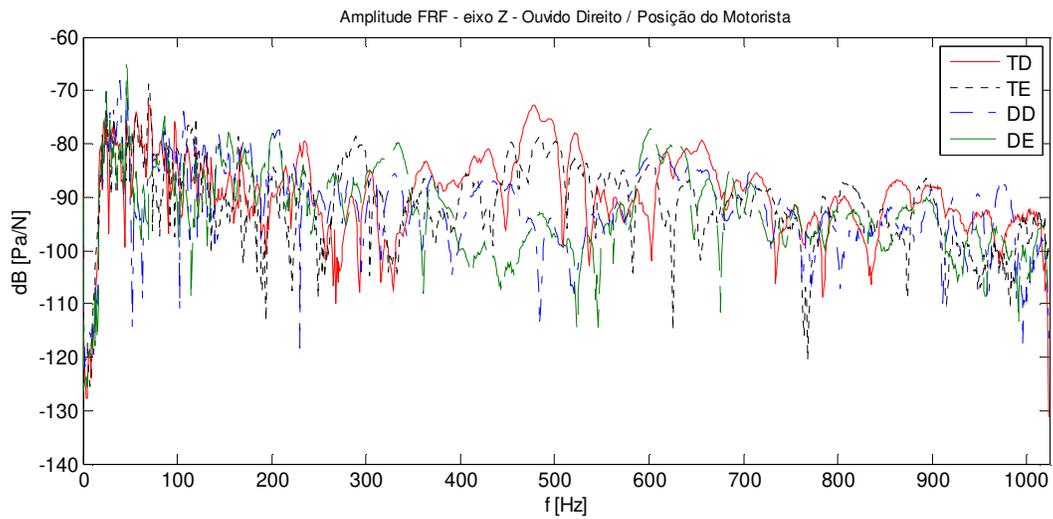
Figura 41: Esquema dos caminhos de propagação para a posição do motorista (a) e do passageiro (b).

As Funções de Resposta em Frequência para o motorista estão apresentadas na Figura 42 (para ouvido esquerdo na Figura 42a e ouvido direito na Figura 42b). Para a posição do passageiro traseiro, as FRFs estão apresentadas na Figura 43 (para ouvido esquerdo na Figura 43a e ouvido direito na Figura 43b).

Em virtude das FRFs cedidas se configurarem como dados confidenciais, não serão apresentadas as referências para as amplitudes das FRFs em escala de decibéis.

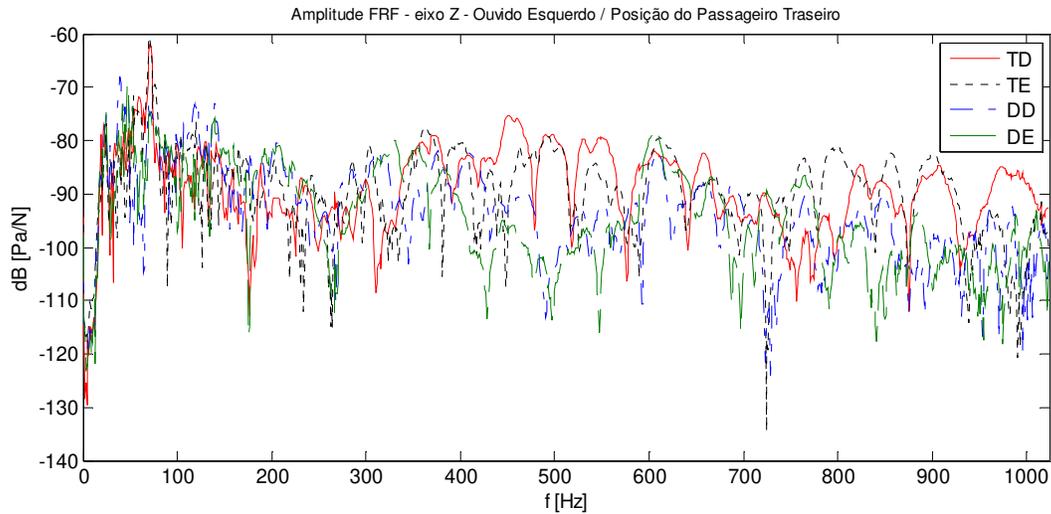


a)

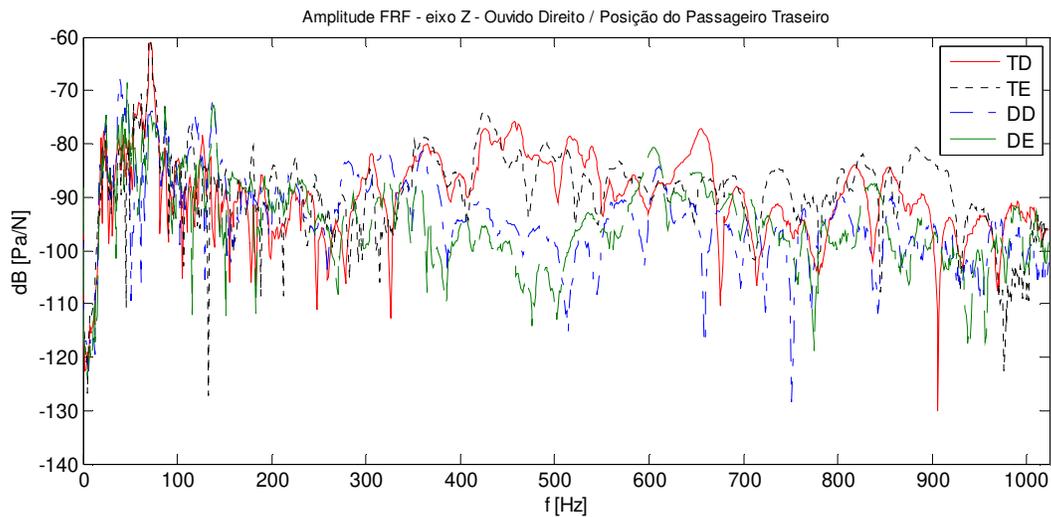


b)

Figura 42: Funções de Resposta em Frequência para a posição do motorista:
(a) ouvido esquerdo; (b) ouvido direito.



a)



b)

Figura 43: Funções de Resposta em Frequência para a posição do passageiro:
(a) ouvido esquerdo; (b) ouvido direito.

4.2 Sintetização do Som

Dadas as fontes de geração de ruído no domínio do tempo e a caracterização dos caminhos de propagação no domínio da frequência, existem basicamente duas maneiras de obter as respostas. A primeira é fazer a convolução no tempo dos sinais. Portanto, é necessário transformar as FRFs dos caminhos de propagação em respostas ao impulso

(domínio do tempo). Então, a convolução é realizada para cada fonte com cada caminho de propagação, para se obter a resposta temporal para cada canal (ouvido esquerdo e ouvido direito) e para cada posição (motorista e passageiro traseiro), conforme a Figura 41. As respostas para a mesma posição e canal são então sobrepostas. Para obter a resposta no domínio da frequência, a transformada de Fourier é aplicada aos sinais da resposta temporal.

O teorema da convolução (veja Arruda e Huallpa (2005), por exemplo) diz que a convolução de duas sequências é o mesmo que multiplicar as suas transformadas de Fourier. Isto posto, a segunda forma de obter a resposta é aplicar a transformada de Fourier aos sinais das fontes e fazer o produto simples (no domínio da frequência) com as FRFs dos caminhos de propagação. Então, aplica-se a transformada de Fourier inversa ao produto para obter as respostas temporais para cada canal e posição. Os passos seguintes são os mesmos do outro método (sobreposição dos sinais temporais e resposta total no domínio da frequência).

A Figura 44 apresenta um diagrama esquemático das formas de obtenção das respostas partindo-se dos sinais das fontes no domínio do tempo e dos caminhos de propagação no domínio da frequência (destacados em verde).

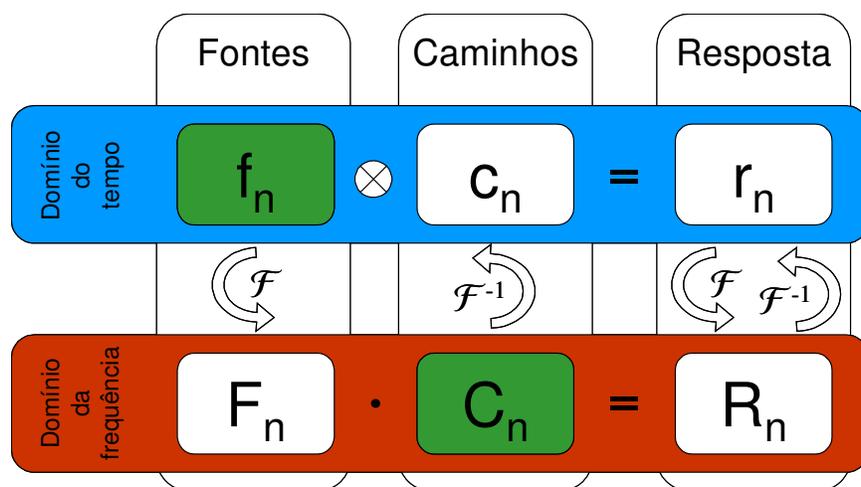


Figura 44: Diagrama esquemático das formas de obtenção da resposta partindo-se dos sinais das fontes no domínio do tempo e dos caminhos de propagação no domínio da frequência.

Desde que tomados os devidos cuidados, a principal diferença entre estes dois métodos é apenas no tempo de processamento, maior na convolução do que utilizando o algoritmo da FFT para a transformada de Fourier.

4.3 Exemplos

Alguns exemplos de arranjos de passos de blocos na banda de rodagem estão apresentados utilizando-se esta metodologia. Diferentes sequências de passos foram simuladas utilizando os modelos teóricos propostos para ruído de martelamento e as FRFs experimentais dos caminhos de propagação apresentadas.

Foram investigadas sequências de blocos de banda de rodagem com um único passo e com quatro passos aleatorizados.

Para todas as simulações, foram assumidas as dimensões nominais de um pneu 175/70R14. A velocidade do pneu utilizada na simulação foi de 100 km/h. A deflexão do pneu assumida foi de 15 mm, defasagem das carreiras de 10 mm e a banda de rodagem com quatro carreiras de 62 blocos cada. A distribuição das pressões de contato na direção transversal foram simuladas utilizando 70% nas carreiras dos ombros e 30% nas carreiras do centro.

Os comprimentos relativos dos blocos utilizados na condição de distribuição de quatro passos foram 0,577, 0,692, 0,846 e 1,000. A sequência de passos para a distribuição aleatorizada está apresentada na Figura 45.

A sequência aleatorizada foi obtida pelo algoritmo apresentado no trabalho de Marsaglia e Zaman (1991).

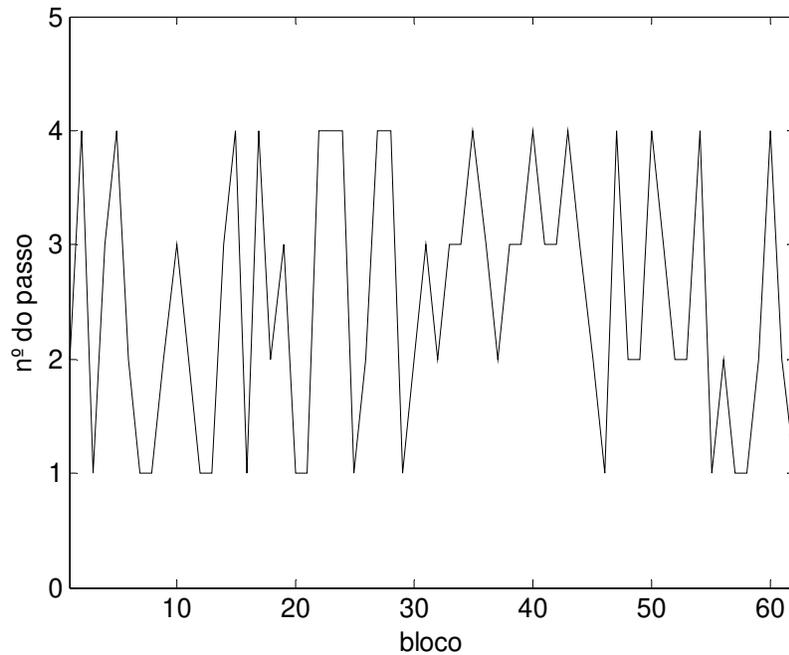


Figura 45: Sequência de passos aleatorizados.

Como as FRF's caracterizaram os caminhos de propagação até a frequência de 1024 Hz e o interesse da análise do ruído de martelamento é até por volta de 2 kHz, foi feita uma interpolação linear da resposta temporal ao impulso (Transformada de Fourier Inversa das FRFs). As respostas ao impulso obtidas são apresentadas na Figura 46. A interpolação das respostas impulsivas resulta em uma extrapolação das respostas no domínio da frequência, apresentadas na Figura 47.

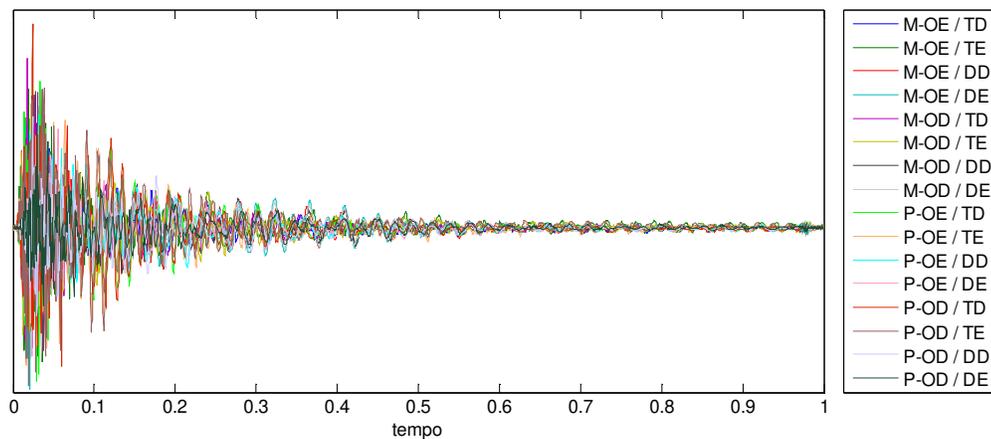


Figura 46: Respostas ao impulso obtidas por Transformada Inversa de Fourier.

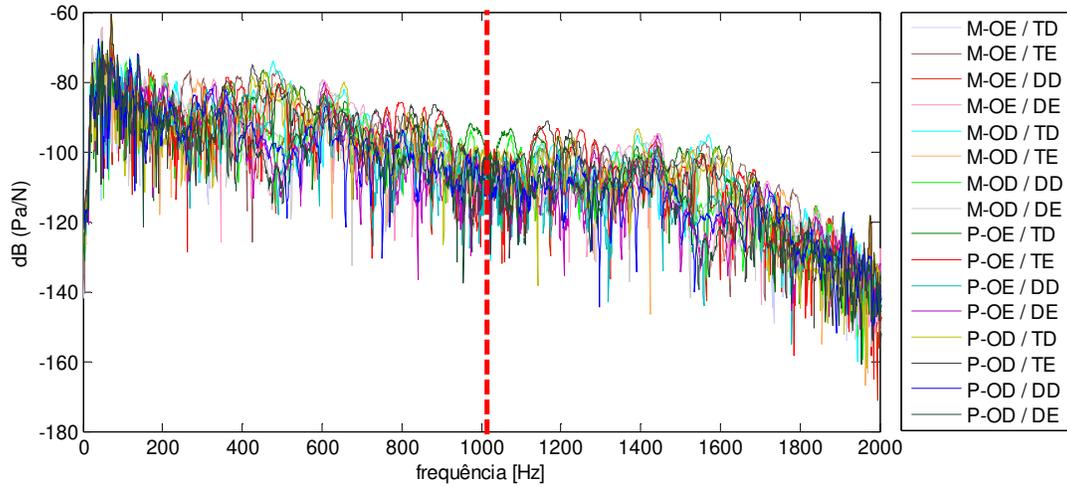


Figura 47: FRFs extrapoladas. (A linha tracejada indica o limite até onde os dados foram obtidos experimentalmente (abaixo de 1024Hz) e a partir do qual foram obtidos por extrapolação).

A convolução dos sinais foi realizada no domínio do tempo utilizando-se a função “conv” do Matlab®.

As respostas temporais e espectrais para as condições simuladas estão apresentadas nas Figuras 48 a 55.

Conforme esperado, a simulação da condição de um único passo gerou um sinal periódico (Figuras 49 e 51, para os modelos I e II respectivamente), o que pode ser visto também nos gráficos dos espectros (Figura 48 e 50, para os modelos I e II respectivamente). O pico em 912,8 Hz é devido ao produto do número de blocos (62) pela frequência de rotação do pneu (14,72 Hz) na velocidade simulada.

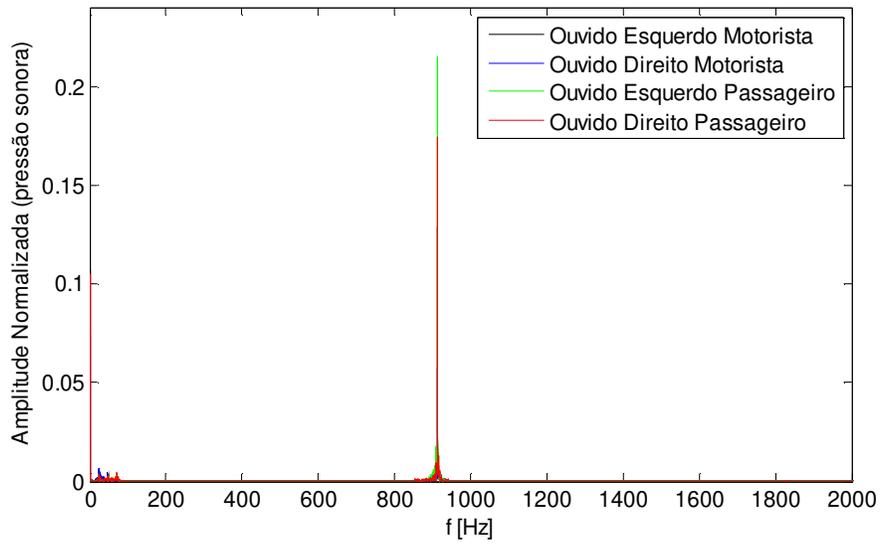


Figura 48: Resposta no domínio da frequência para ambos os canais para a posição do motorista e do passageiro (modelo I).

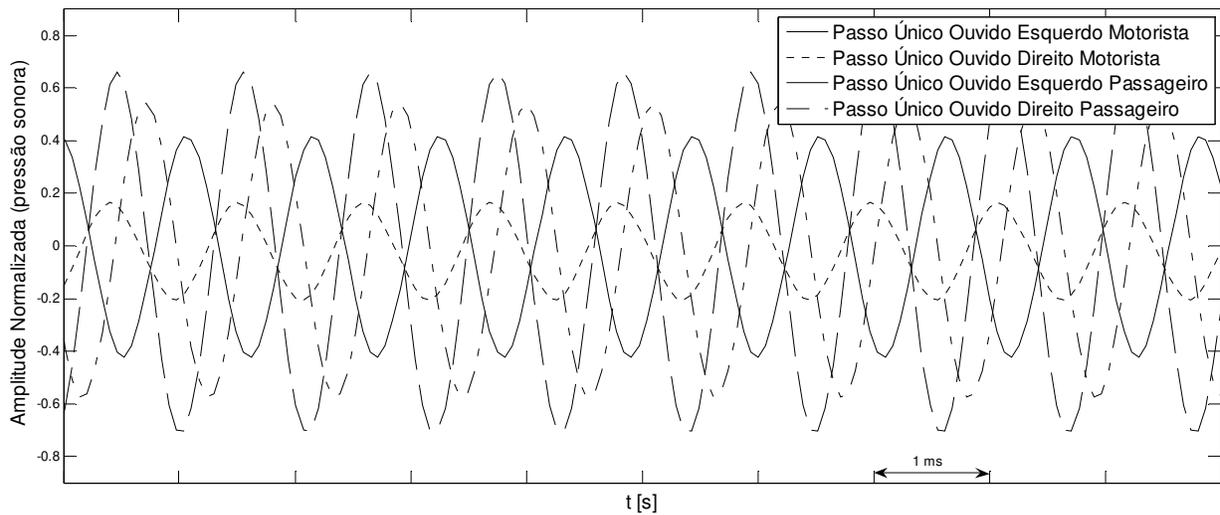


Figura 49: Resposta temporal para ambos os canais para a posição do motorista e do passageiro (modelo I).

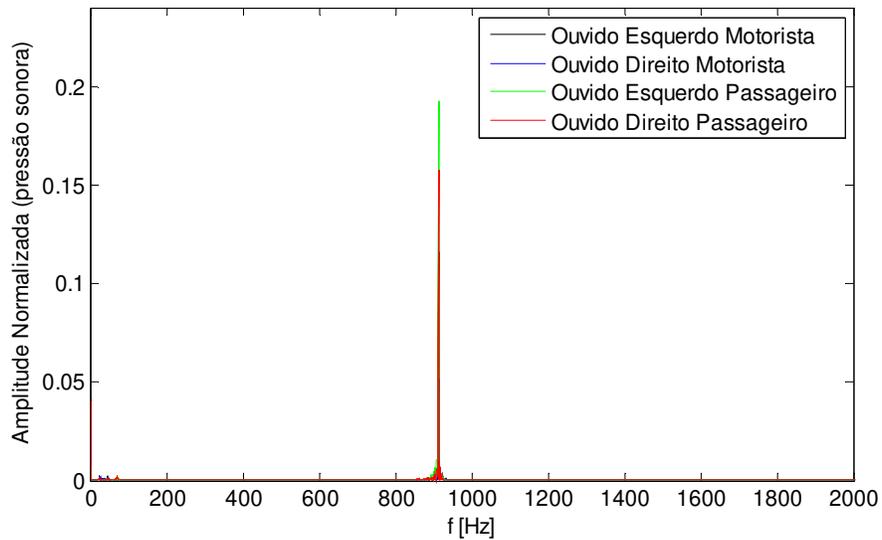


Figura 50: Resposta no domínio da frequência para ambos os canais para a posição do motorista e do passageiro (modelo II).

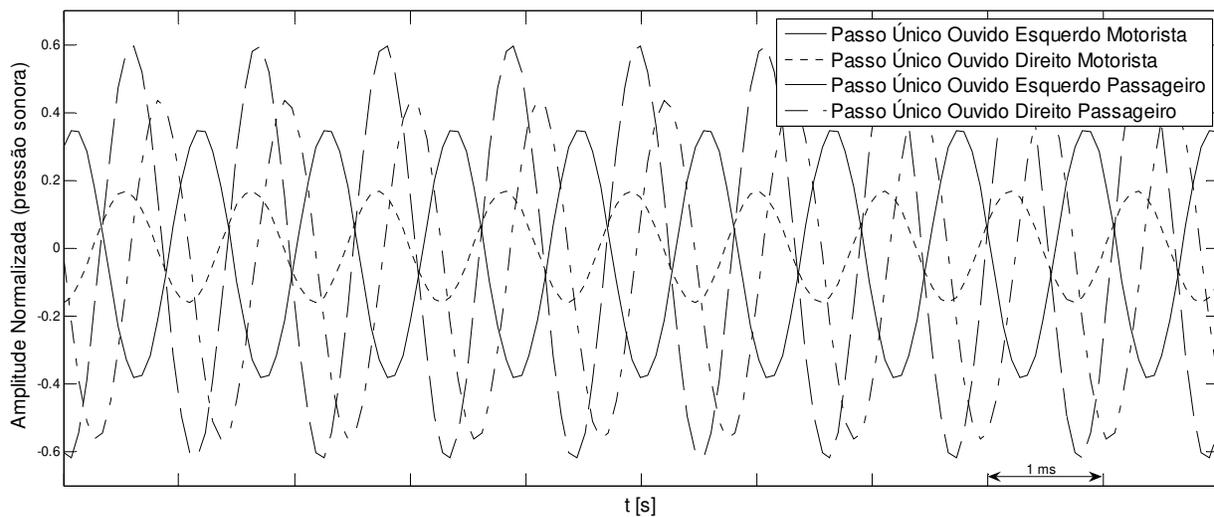


Figura 51 : Resposta temporal para ambos os canais para a posição do motorista e do passageiro (modelo II).

Nas Figuras 52 a 55 estão apresentados os resultados para as distribuições aleatorizadas de passos. Conforme descrito na avaliação da influência do número de passos nas respostas temporais e espectrais, a sequência com quatro passos aleatorizada resultava em um espectro com a energia mais espalhada nas frequências, apesar de

ainda haver picos bem definidos. O mesmo ocorreu para estas simulações, sendo destacada a amplificação das baixas frequências pelos caminhos de propagação utilizados.

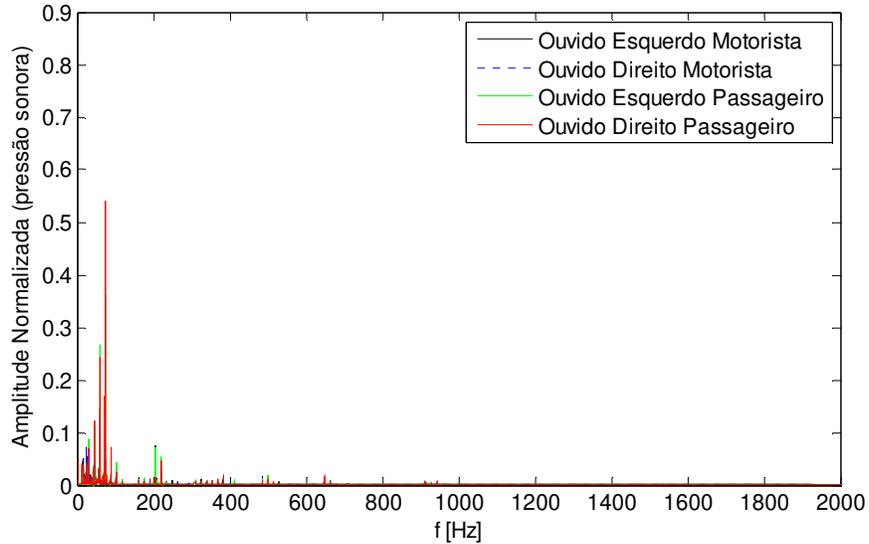


Figura 52: Resposta no domínio da frequência para ambos os canais para a posição do motorista e do passageiro (modelo I).

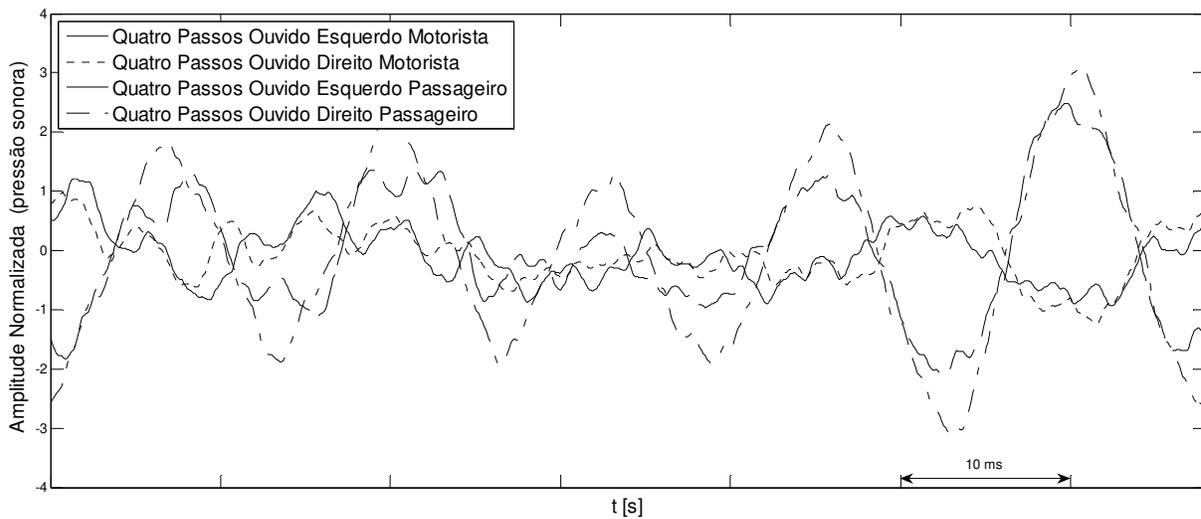


Figura 53: Resposta temporal para ambos os canais para a posição do motorista e do passageiro (modelo I).

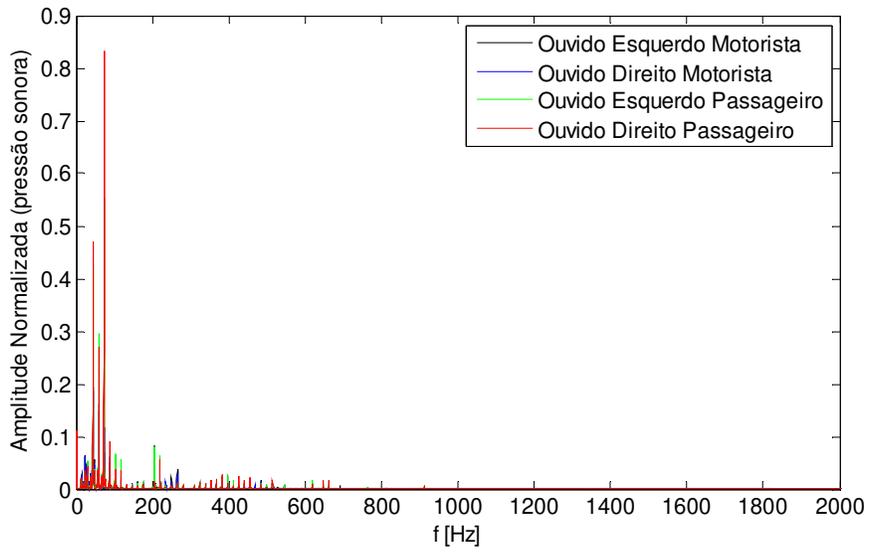


Figura 54: Resposta no domínio da frequência para ambos os canais para a posição do motorista e do passageiro (modelo II).

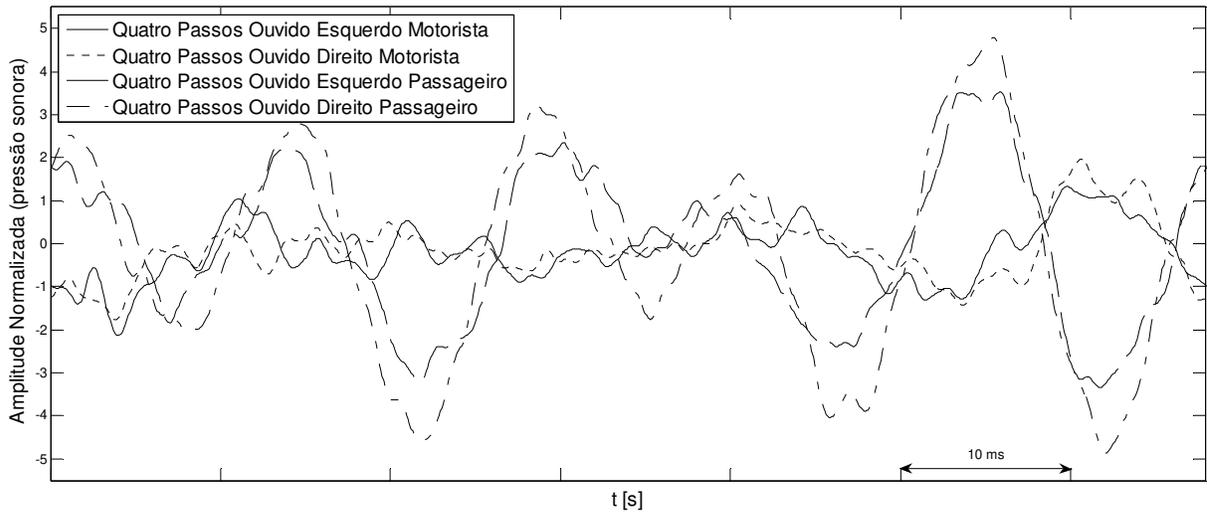


Figura 55: Resposta temporal para ambos os canais para a posição do motorista e do passageiro (modelo II).

4.4 Conclusões

O objetivo principal deste capítulo foi o de apresentar o processo de Prototipagem Virtual Sonora aplicado ao ruído de martelamento de pneus.

De posse dos modelos teóricos de fonte de geração de ruído e da caracterização experimental dos caminhos de propagação, como exemplo, foi sintetizado o ruído resultante para diferentes distribuições de passos de blocos da banda de rodagem: passo único e quatro passos aleatorizados.

O comportamento dos sinais foi semelhante ao apresentado no capítulo 3, onde foi realizada a análise da influência dos parâmetros dos modelos enquanto excitação, entre eles a distribuição de passos. Por outro lado, nesta etapa, foram sintetizados os sinais de ruído no interior do veículo, em dois canais, referentes ao ouvido esquerdo e direito (considerando o efeito da presença da cabeça) para duas posições no interior do veículo (motorista e passageiro traseiro direito). Foi possível verificar a influência dos caminhos de propagação, principalmente para a condição de quatro passos aleatorizados, com um conteúdo mais espalhado em frequência.

A metodologia permite a gravação dos sinais simulados em arquivos do tipo “wav” para se ouvir em fones de ouvido, possibilitando a análise subjetiva do ruído resultante para cada configuração do pneu.

Capítulo 5

Conclusões e Perspectivas

5.1 Conclusões

Neste trabalho foi explorado o mecanismo de geração de ruído de pneus do tipo “ruído de martelamento”. Foram desenvolvidos dois novos modelos da excitação para o ruído de martelamento que consideram tanto a distribuição de blocos na banda de rodagem e aspectos do contato pneu/pavimento.

Uma análise de influências dos parâmetros dos modelos proposto na resposta temporal e espectral foi feita. Foram simuladas diferentes configurações de pneu variando-se a distribuição dos passos dos blocos da banda de rodagem, a defasagem entre as carreiras de blocos, a distribuição de pressões de contato na direção transversal, o número de carreiras e a deflexão do pneu sob carga.

A avaliação demonstrou coerência dos modelos propostos com o modelo de Willett no que tange à distribuição dos passos dos blocos da banda de rodagem, principalmente o efeito da tonalidade para distribuições regulares de blocos na banda de rodagem.

Quanto à defasagem entre as carreiras, número de carreiras e deflexão do pneu, notou-se o aumento da suavização do sinal de excitação conforme houve o aumento

destes parâmetros. A suavização sempre ocorreu de maneira mais acentuada no modelo I.

Por outro lado, a metodologia utilizada nestes modelos para considerar a distribuição de pressão de contato entre o pneu e o pavimento, na direção transversal à banda de rodagem, não apresentou modificações profundas no sinal temporal de excitação e, no espectro, para frequências abaixo de 1 kHz.

Além deste comportamento geral, notam-se diferenças específicas por bandas de frequência, com a prevalência da amplitude de determinadas configurações em diferentes bandas.

Apesar da concordância com o modelo de Willett (nos aspectos em que são comparáveis), que foi validado experimentalmente, há a necessidade de validação experimental dos outros parâmetros destes modelos, principalmente pelo fato de os modelos propostos considerarem a influência de parâmetros não considerados no trabalho de Willett (1975).

Foram implementados modelos de caminhos de propagação via estrutura baseados em dados experimentais. Entretanto, cabe ressaltar que nos dados experimentais não está incluída a dinâmica do pneumático (a excitação foi feita nos cubos de roda) que pode também atenuar ou amplificar a transmissão das forças dinâmicas geradas pelo martelamento.

De posse dos modelos teóricos de fonte de geração de ruído e da caracterização experimental dos caminhos de propagação, como exemplo, foi sintetizado o ruído resultante para diferentes distribuições de passos de blocos da banda de rodagem: passo único e quatro passos aleatorizados.

O comportamento dos sinais foi semelhante ao apresentado no capítulo 3, onde foi realizada a análise da influência dos parâmetros dos modelos enquanto excitação, entre eles a distribuição de passos. Por outro lado, nesta etapa, foram sintetizados os sinais de

ruído no interior do veículo, em dois canais, referentes ao ouvido esquerdo e direito (considerando o efeito da presença da cabeça) para duas posições no interior do veículo (motorista e passageiro traseiro direito). Foi possível verificar a influência dos caminhos de propagação, principalmente para a condição de quatro passos aleatorizados, com um conteúdo mais espalhado em frequência.

A metodologia permite a gravação dos sinais simulados em arquivos do tipo “wav” para se ouvir em fones de ouvido, possibilitando a análise subjetiva do ruído resultante para cada configuração do pneu.

Embora neste trabalho não ter sido possível a obtenção de um ruído interno experimental para comparação com o ruído sintetizado, uma comparação baseada nas experiências particulares do grupo do laboratório apontou para a existência de diferenças entre o ruído gerado por pneus e pelo ruído sintetizado. Neste trabalho foi explorado apenas um dos diversos mecanismos de geração de ruído e utilizado o caminho de propagação via estrutura. A incorporação de modelos de outros mecanismos de geração de ruído, a implementação de modelos de caminhos de propagação via aérea e o refinamento dos modelos propostos neste trabalho contribuirão para uma simulação que represente melhor o ruído realmente observado.

5.2 Sugestões de trabalhos futuros

Para o refinamento do ruído sintetizado neste trabalho sugere-se que seja realizada a validação experimental do modelo proposto, introduzindo ajustes ao modelo teórico. Um fator que contribuiria para a aproximação do resultado final com o ruído realmente percebido seria a incorporação do martelamento proveniente da textura do pavimento.

Além disso, outra contribuição seria a incorporação de modelos de caminhos de propagação via aérea. Modelos de caminhos de propagação numéricos permitiriam a

simulação do ruído virtual de um veículo ainda não construído, possibilitando ações específicas ainda na fase de projeto.

A modelagem, implementação e incorporação de outros mecanismos de geração de ruído ao modelo existente, contribuiria para a simulação de um ruído virtual que represente melhor o ruído real.

5.3 Publicações geradas

Kawano, R.R., Arruda, J.R.F., Models for Tire Tread Pattern Excitation in Virtual Acoustic Prototyping. In: *XXIX Iberian Latin American Congress on Computational Methods in Engineering, CILAMCE*, Maceió – Brasil, CD-ROM, 2008.

Kawano, R.R., Arruda, J.R.F., Virtual Acoustic Prototyping for Tire Noise Due to Tread Pattern Excitation. In: *XIII International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics, DINAME*, Angra dos Reis – Brasil, 2009.

Referências Bibliográficas

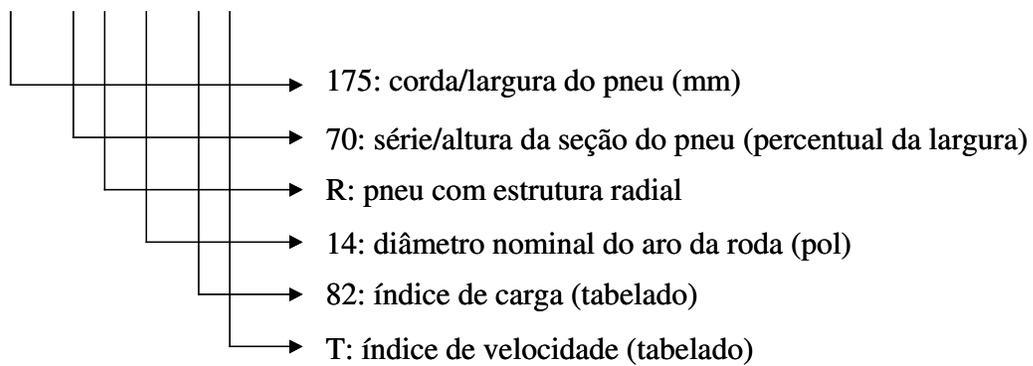
- Bernhard, R. J. Tire noise fundamentals. In: Workshop on Quiet Highways, 1, 2005, Campinas. *Workshop on Quiet Highways*. Campinas: Unicamp, 2005.
- Conselho Nacional do Meio Ambiente. Brasília. Resolução CONAMA 01 de 1993. Brasília, 1993.
- Conselho Nacional do Meio Ambiente. Brasília. Resolução CONAMA 272 de 2000. Brasília, 2000.
- Fastl, H. , Zwicker, E. *Psychoacoustics: Facts and Models*. Berlin: Springer, 2006, 3ed, 462p.
- Iwao, K. , Yamazaki, I. A study on the mechanism of tire/road noise. *JSAE Review*, v.17, n.2, pp. 139-144, 1996.
- Kim, Y. J. *Visualization of tire vibration and sound radiation and modeling of tire vibration with an emphasis on wave propagation*. West Lafayette: The Institute for Safe, Quiet, and Durable Highways, Schools of Civil and Mechanical Engineering, Purdue University, 2003, 148p. Tese (Doutorado)
- Koizumi, T. , Tsujiuchi, N. , Tamaki, R. , Iwagase, T. An analysis of radiated noise from rolling tire vibration. *JSAE Review*, v.24, n.4, pp. 465-469, 2003.

- Leasure, W. A. , Bender, E. K. Tire-road interaction noise. *Journal of the Acoustical Society of America*, v.58, n.1, pp. 39-50, 1975.
- Marsaglia, G. , Zaman, A. A New Class of Random Number Generators. *The Annals of Applied Probability*, v.1, n.3, pp. 462-480, 1991.
- Sakamoto, I. , Tanaka, T. , Miyake, T. Investigation of noise source identification accuracy by acoustic holography with model tires. *JSAE Review*, v.17, n.2, pp 191-212, 1996.
- Sandberg, U. The Effect of Regulations on Road Vehicle – Final Report by the I-INCE Working Part on Noise Emissions of Road Vehicles. *Noise/News International*, v.9, n.3, pp. 147-206, 2001.
- Sandberg, U. , Ejsmont, J. A. *Tyre/Road Noise Reference Book*. Harg: Informex, 2002, 616p.
- Vorländer, M. *Auralization – Fundamentals of Acoustics, Modelling, Simulation, Algorithms and Acoustic Virtual Reality*. Berlin: Springer-Verlag, 2008, 335p.
- Willett, P. R. Tire Tread Pattern Sound Generation. *Tire Science and Technology*, v.3, n.4, pp. 252-266, 1975.

Apêndice A

Descrição da medida de um pneu

175/70R14 82T



Apêndice B

Programas desenvolvidos em ambiente Matlab®

B.1 Modelo de Willett

```
%Método apresentado por P.R. Willett em "Tire Tread Pattern
%Sound Generation". TS&T, Vol.3,nº4, Nov.1975,pp.25-266.

clear all;close all;clc
%*****ENTRADA DE DADOS*****

%Passo (P=[passo 1,passo 2,passo 3,passo 4])

    P=[0.01465 0.01758 21.49 0.0254];

%sequencia de passos
%    load passo4alea

%diametro externo do pneu
    dext=0.63025357464391;

%Intervalo de Análise
    nhi=1; % nº da harmonica inicial
    nhf=181; % nº da harmônica final

%*****CÁLCULOS*****

n=length(seq); % nº de blocos
np=length(P); % nº de passos

%Sequencia de blocos
%Conversão de comprimento para angulo equivalente dos passos
    for i=1:np
        AngP(i)=2*pi*P(i)/(pi*dext);
    end
%Conversão de comprimento para angulo dos passos
    teta=0;
    for i=1:n
        if seq(i)==1
            teta=teta+AngP(1);
        else if seq(i)==2
            teta=teta+AngP(2);
        else if seq(i)==3
            teta=teta+AngP(3);
        else if seq(i)==4
            teta=teta+AngP(4);
        end
    end
```

```

                end
                end
                end
                seqa(i)=teta;
            end

S=100/n; %fator de escala

% Amplitude de cada harmônico
C=[];
for i=nhf:nhf
    A=0; B=0;
    for j=1:n
        A=A+sin(i*seqa(j));
        B=B+cos(i*seqa(j));
    end
    C(i)=sqrt((A^2)+(B^2));
end

E=round(C*S); %Amplitudes relativas

%*****RESULTADOS*****

%Gráficos
rect = [0, 0, 4100, 400]
    %Sequencia de Passos

figure(1)
    plot(seq)
    axis([1 n 0 5])
    title('Sequência de Passos')
    xlabel('Bloco')
    ylabel('N° do Passo')

    %Harmônicas

figure(2)
    bar(E)
    axis([nhf nhf 0 max(E)+0.2*max(E)])
    xlabel('Harmônicos')
    ylabel('Amplitude Relativa')

```

B.2 Modelo proposto I

```
%Simulação de Ruído
%Ruído de Martelamento Pneus de Carro/Caminhão
%Modelo I

clear all; close all; clc;

%*****ENTRADA DE DADOS*****
%Tipo de Pneu          1 = Car Tire
%                      2 = Truck Tire
%
%    Tipo=1;

%Velocidade/rotação
%vw=[tipo valor]
%tipo                1 = velocidade (valor [km/h])
%                    2 = rotação    (valor [rad/s])
%
%    vw=[1 100];

%Deflexão sob Carga
%def=15.0; % [mm]

%Car Tire
%Dimensões
%cordac=175; %corda [mm]
%seriec=70;  %série [%corda]
%aroc=14;   %diâmetro do aro [in]
%
%Tread Pattern
%Pac=15;    %Passo A [mm]
%Pbc=18;    %Passo B [mm]
%Pcc=22;    %Passo C [mm]
%Pdc=26;    %Passo D [mm]
%Lsc=5.0;   %Comprimento do sulco [mm]

%Truck Tire
%Dimensões
%cordat=275; %corda [mm]
%seriet=80;  %série [%corda]
%arot=22.5; %diâmetro do aro [in]
%
%Tread Pattern
%Pat=20.0;  %Passo A [mm]
%Pbt=20.0;  %Passo B [mm]
%Lst=8.5;   %Comprimento do sulco [mm]

%Número de Carreiras de Blocos
%nc=4;

%Defasagem Linear do Passo
%dlp=20;    % [mm]

%Tempo de Simulação
%ts= 6.792; % [s]

%*****CÁLCULOS*****

%Atribuição das Variáveis Conforme Tipo de Pneu
if Tipo==1
    dext=((aroc*25.4)+(2*(seriec/100)*cordac))/1000; %Diâmetro Externo [m]
    P=0.001*[Pac;Pbc;Pcc;Pdc];                    %Passos dos Blocos [m]
    LS=Lsc/1000;                                   %Comprimento do Sulco [m]
    if vw(1)==1
        w=(vw(2)*3.6)/(pi*dext);                  %Rotação [rad/s]
    else
        w=vw(2);
    end
end

%*****
```

```

%Geração da aleatoriedade
npassos=62; % n° total de passos no perímetro
ran=2*(rand(npassos,1)-.5);

%Normalização do Intervalo [-1,+1]
for i=1:length(ran)
    ran_norm(i)=(2/((max(ran))-min(ran)))*(ran(i)-
((max(ran))+min(ran))/2));
end

%Geração da Sequência de Passos
for i=1:length(ran_norm)
    if ran_norm(i)<-.5
        seq(i)=1;
    else if ran_norm(i)<0
        seq(i)=2;
    else if ran_norm(i)<0.5
        seq(i)=3;
    else if ran_norm(i)<=1
        seq(i)=4;
    end
    end
end
end

% Cálculo do Fator de Escala dos Blocos (x)

nA=length(find(seq==1)); % n° de passos tipo "A" no perímetro
nB=length(find(seq==2)); % n° de passos tipo "B" no perímetro
nC=length(find(seq==3)); % n° de passos tipo "C" no perímetro
nD=length(find(seq==4)); % n° de passos tipo "D" no perímetro

x=(pi*dext-npassos*LS)/((nA*P(1))+(nB*P(2))+(nC*P(3))+(nD*P(4))); %Fator de Escala
P=x*P; % Ajuste da Escala

%*****

%Sinal de Cada Passo

%Ângulos equivalentes dos Passos e Sulco
%Passos
for i=1:length(P)
    AngP(i)=2*pi*P(i)/(pi*dext);
end
%Sulco
AngS=2*pi*LS/(pi*dext);

%Sinais Individuais (Acoplamento Senoidal)

dteta=0.001;
%bloco A
distribuicao=[0.1 0.8 0.1];
%subida
teta=0:dteta:AngP(1)*distribuicao(1);
aA=1;
SPA1=aA*sin((pi/(AngP(1)*distribuicao(1)))*teta);
%pausa
teta=0:dteta:AngP(1)*distribuicao(2);
SPA2=ones(1,length(teta))*aA;
%descida
teta=0:dteta:AngP(1)*distribuicao(3);
SPA3=aA*sin(pi/2+(pi/(AngP(1)*distribuicao(1)))*teta);
%Composição do sinal
SPA=[SPA1 SPA2 SPA3];

%bloco B
distribuicao=[0.1 0.8 0.1];

```

```

%subida
teta=0:dteta:AngP(2)*distribuicao(1);
aB=1;
SPB1=aB*sin((pi/(AngP(2)*distribuicao(1)))*teta);
%pausa
teta=0:dteta:AngP(2)*distribuicao(2);
SPB2=ones(1,length(teta))*aB;
%descida
teta=0:dteta:AngP(2)*distribuicao(3);
SPB3=aB*sin(pi/2+(pi/(AngP(2)*distribuicao(1)))*teta);
%Composição do sinal
SPB=[SPB1 SPB2 SPB3];

%bloco C
distribuicao=[0.1 0.8 0.1];
%subida
teta=0:dteta:AngP(3)*distribuicao(1);
aC=1;
SPC1=aC*sin((pi/(AngP(3)*distribuicao(1)))*teta);
%pausa
teta=0:dteta:AngP(3)*distribuicao(2);
SPC2=ones(1,length(teta))*aC;
%descida
teta=0:dteta:AngP(3)*distribuicao(3);
SPC3=aC*sin(pi/2+(pi/(AngP(3)*distribuicao(1)))*teta);
%Composição do sinal
SPC=[SPC1 SPC2 SPC3];

%bloco D
distribuicao=[0.1 0.8 0.1];
%subida
teta=0:dteta:AngP(4)*distribuicao(1);
aD=1;
SPD1=aD*sin((pi/(AngP(4)*distribuicao(1)))*teta);
%pausa
teta=0:dteta:AngP(4)*distribuicao(2);
SPD2=ones(1,length(teta))*aD;
%descida
teta=0:dteta:AngP(4)*distribuicao(3);
SPD3=aD*sin(pi/2+(pi/(AngP(4)*distribuicao(1)))*teta);
%Composição do sinal
SPD=[SPD1 SPD2 SPD3];

%sulco
teta=0:dteta:AngS;
SPS=zeros(1,length(teta));

%Geração da Sinal de uma volta
sinal=[];
for i=1:length(seq)
    if seq(i)==1
        sinal=[sinal SPA(1:length(SPA)-1) SPS(1:length(SPS)-1)];
    else if seq(i)==2
        sinal=[sinal SPB(1:length(SPB)-1) SPS(1:length(SPS)-1)];
    else if seq(i)==3
        sinal=[sinal SPC(1:length(SPC)-1) SPS(1:length(SPS)-1)];
    else if seq(i)==4
        sinal=[sinal SPD(1:length(SPD)-1) SPS(1:length(SPS)-1)];
    end
end
end
end

end
else

```

```

dext=((arot*25.4)+(2*(seriet/100)*cordat))/1000; %Diâmetro Externo [m]
P=0.001*[PA;PBt]; %Passos dos Blocos [m]
LS=LSt/1000; %Comprimento do Sulco [m]
    if vw(1)==1
        w=(vw(2)*3.6)/(pi*dext); %Rotação [rad/s]
    else
        w=vw(2);
    end

%Geração da aleatoriedade
npassos=44; % n° total de passos no perímetro
ran=2*(rand(npassos,1)-.5);

%Normalização do Intervalo [-1,+1]
for i=1:length(ran)
    ran_norm(i)=(2/((max(ran))-min(ran)))*(ran(i)-
((max(ran))+min(ran))/2));
end

%Geração da Sequência de Passos
for i=1:length(ran_norm)
    if ran_norm(i)<0
        seq(i)=1;
    else
        seq(i)=2;
    end
end

%Cálculo do Fator de Escala dos Blocos (x)

nA=length(find(seq==1)); % n° de passos tipo "A" no perímetro
nB=length(find(seq==2)); % n° de passos tipo "B" no perímetro

x=(pi*dext-npassos*LS)/((nA*P(1))+nB*P(2)); %Fator de Escala
P=x*P; % Ajuste da Escala

%Sinal de Cada Passo

%Sinal de Cada Passo
%Ângulos equivalentes dos Passos e Sulco
%Passos
for i=1:length(P)
    AngP(i)=2*pi*P(i)/(pi*dext);
end
%Sulco
AngS=2*pi*LS/(pi*dext);

%Sinais Individuais (Acoplamento Senoidal)

dteta=0.001;
%bloco A
distribuicao=[0.25 0.50 0.25];
%subida
teta=0:dteta:AngP(1)*distribuicao(1);
aA=1;
SPA1=aA*sin((pi/(AngP(1)*distribuicao(1)))*teta);
%pausa
teta=0:dteta:AngP(1)*distribuicao(2);
SPA2=ones(1,length(teta))*aA;
%descida
teta=0:dteta:AngP(1)*distribuicao(3);
SPA3=aA*sin(pi/2+(pi/(AngP(1)*distribuicao(1)))*teta);
%Composição do sinal
SPA=[SPA1 SPA2 SPA3];

```

```

        %bloco B
        distribuicao=[0.25 0.50 0.25];
        %subida
        teta=0:dteta:AngP(2)*distribuicao(1);
        aB=1;
        SPB1=aB*sin((pi/(AngP(2)*distribuicao(1)))*teta);
        %pausa
        teta=0:dteta:AngP(2)*distribuicao(2);
        SPB2=ones(1,length(teta))*aB;
        %descida
        teta=0:dteta:AngP(2)*distribuicao(3);
        SPB3=aB*sin(pi/2+(pi/(AngP(2)*distribuicao(1)))*teta);
        %Composição do sinal
        SPB=[SPB1 SPB2 SPB3];

        %sulco
        teta=0:dteta:AngS;
        SPS=zeros(1,length(teta));

%Geração da Sinal de uma volta
sinal=[];
for i=1:length(seq)
    if seq(i)==1
        sinal=[sinal SPA(1:length(SPA)-1) SPS(1:length(SPS)-1)];
    else
        sinal=[sinal SPB(1:length(SPB)-1) SPS(1:length(SPS)-1)];
    end
end
end

%*****

% Somatório das Carreiras

    % (entrada: sinal / saída: St)

%Ponderações
wo=0.7; %ponderação no ombro
wc=0.3; %ponderação no centro

%Defasagem Angular do Passo
dap=(dlp/(1000*pi*dext))*2*pi; %[rad]

%Defasagem Angular da Carreira
dac=dap/(nc-1); %[rad]

daep=(dac/20*pi)*length(sinal); %Defasagem equivalente em pontos

%Montagem das Defasagens
s=sinal;
MSc(1,:)=s;
for i=2:nc
    n=i-1;
    npp=ceil(daep*n);
    sa=s(1:length(s)-npp);
    sb=s(length(s)-npp+1:length(s));
    Sc=[sb sa];
    for j=1:length(Sc)
        MSc(i,j)=Sc(j); %matriz dos sinais das carreiras
    end
end

%Ponderação das Carreiras
barra= waitbar(0,'Ponderação das Carreiras'); % barra de espera
for i=1:length(MSc)
    for j=1:nc
        if j==1
            MScw(j,i)=wo*MSc(j,i); % 1º Ombro

```

```

        else if j==nc
            MScw(j,i)=wo*MSC(j,i); % 2° Ombro
        else
            MScw(j,i)=wc*MSC(j,i); % Centro
        end
    end
end
waitbar(i/length(MSc),barra)
end
close(barra);

St=sum(MScw,1); %Sinal total

% Normalização do intervalo
maxSt=max(St);
minSt=min(St);
for i=1:length(St)
    Stn(i)=(2/((maxSt)-(minSt)))*(St(i)-((maxSt)+(minSt))/2));%sinal integrado
normalizado
end

%*****
% integral do sinal

    % (entrada: Stn / saída: sinal_int)

    % Geometria do Contato
    l_cont=2*sqrt(((dext/2)^2)-((dext/2-def/1000)^2)); %comprimento do contato [m]
    teta_cont=2*acos((dext/2-def/1000)/(dext/2)); %ângulo de contato [rad]

    np_teta_equiv=(teta_cont/(2*pi))*length(Stn); %n° de pontos equivalentes a "teta_cont"
no vetor "Stn"

    sinalcirc=[Stn(length(Stn)-(np_teta_equiv/2):length(Stn)) Stn Stn(1:(np_teta_equiv/2))];
% sinal modificado para integração
    for i=1:length(Stn)
        j=i+np_teta_equiv;
        c=1/300;
        sinal_int(i)=c*sum(sinalcirc(i:j)); %sinal integrado
    end

%*****
% Normalização do intervalo

    % (entrada: sinal_int / saída: sinal_intn)

    maxsinal_int=max(sinal_int);
    minsinal_int=min(sinal_int);
    for i=1:length(sinal_int)
        sinal_intn(i)=(2/((maxsinal_int)-(minsinal_int)))*(sinal_int(i)-
((maxsinal_int)+(minsinal_int))/2));%sinal integrado normalizado
    end

%*****

% Geração do Sinal da Simulação

    % (entrada: sinal_intn / saída: ss)

if vw(1)==1 %entrada em km/h
    rps=(vw(2)/3.6)/(pi*dext);
else %entrada em rad/s
    rps=vw(2)/(2*pi);
end

    ss=[];
    for i=1:floor(rps*ts)
        ss=[ss sinal_intn];
    end

```

```

end
fracao1=(rps*ts)-(i);
ss=[ss sinal_intn(1:floor((fracao1*length(sinal_intn))))]; %sinal de simulação
fracao2=((fracao1*length(sinal_intn))-floor(fracao1*length(sinal_intn)))/length(ss);
t=linspace(0,ts,(length(ss)));
dt=t(2)-t(1);

%*****RESULTADOS*****

%   %Simulação do ruído
    y=0.5*ss;
    Fs=(length(ss)/(ts-(fracao2*ts)));
    tempo=0:1/Fs:ts-1/Fs;
    sound(y,Fs);

%Gráficos dos Sinais
figure(1)

    subplot(2,1,1);

plot(linspace(0,360,length(sinal)),sinal,(linspace(0,360,length(sinal_intn)),sinal_intn,'r'
,(linspace(0,360,length(Stn)),Stn,'g')
    axis([0 360 -1.2 +1.2])
    title('Tread pattern')
    legend('Sinal Inicial','Sinal Integrado','Sinal da Área de Contato')
    xlabel('ângulo (°)')

    subplot(2,1,2);
    plot(t,ss)
    axis([0 ts -1.2 +1.2])
    title('Simulação')
    xlabel('tempo (s)')

% Análise Espectral

F=sinal_intn;
N=length(F);
dt=1/Fs;

Fw=fft(F)/N;
T=N*dt;
df=1/T;
f=(0:N/2-1)*df;

figure(2)
plot(f,(abs(Fw(1:N/2))))
axis([0 2000 0 0.3])
xlabel('f [Hz]')
ylabel('amplitude')

figure()
plot((linspace(0,360,length(sinal_intn))),sinal_intn)
axis([0 360 -1.2 +1.2])
xlabel('ângulo (°)')
ylabel('amplitude normalizada')

figure()
plot(1:1:62,seq)
axis([1 62 0 5])
xlabel('block')
ylabel('pitch')

```

B.3 Modelo proposto II

```

%Simulação de Ruído
%Ruído de Martelamento Pneus de Carro
%Modelo II

clear all; close all; clc;

%*****ENTRADA DE DADOS*****

%Velocidade/rotação
%vw=[tipo valor]
%tipo          1 = velocidade (valor [km/h])
%              2 = rotação   (valor [rad/s])
vw=[1 100];

%Deflexão sob Carga
def=15.0; %[mm]

%Car Tire
%Dimensões
cordac=175; %corda [mm]
seriec=70;  %série [%corda]
aroc=14;    %diâmetro do aro [in]

%Tread Pattern
PAc=15;     %Passo A [mm]
PBc=18;     %Passo B [mm]
PCc=22;     %Passo C [mm]
PDc=26;     %Passo D [mm]
LSc=5.0;    %Comprimento do sulco [mm]

%Número de Carreiras de Blocos
nc=4;

%Defasagem Linear do Passo
dlp=10;     %[mm]

%Tempo de Simulação
ts=6.792;   %[s]

%*****CÁLCULOS*****

%Atribuição das Variáveis

dext=((aroc*25.4)+(2*(seriec/100)*cordac))/1000; %Diâmetro Externo [m]
P=0.001*[PAc;PBc;PCc;PDc];                    %Passos dos Blocos [m]
LS=LSc/1000;                                    %Comprimento do Sulco [m]
if vw(1)==1
    w=(vw(2)*3.6)/(pi*dext);                    %Rotação [rad/s]
else
    w=vw(2);
end

%***** 11/06
%Geração da aleatoriedade
npassos=62; % n° total de passos no perímetro
ran=2*(rand(npassos,1)-.5);

%Normalização do Intervalo [-1,+1]
for i=1:length(ran)
    ran_norm(i)=(2/((max(ran))-min(ran)))*(ran(i)-
((max(ran))+min(ran))/2));
end

%Geração da Sequência de Passos
for i=1:length(ran_norm)
    if ran_norm(i)<-0.5
        seq(i)=1;
    end
end

```

```

else if ran_norm(i)<0
    seq(i)=2;
else if ran_norm(i)<0.5
    seq(i)=3;
else if ran_norm(i)<=1
    seq(i)=4;
end
end
end
end
end

% Cálculo do Fator de Escala dos Blocos (x)

nA=length(find(seq==1)); % n° de passos tipo "A" no perímetro
nB=length(find(seq==2)); % n° de passos tipo "B" no perímetro
nC=length(find(seq==3)); % n° de passos tipo "C" no perímetro
nD=length(find(seq==4)); % n° de passos tipo "D" no perímetro

x=(pi*dext-npassos*LS)/((nA*P(1))+(nB*P(2))+(nC*P(3))+(nD*P(4))); %Fator de Escala
P=x*P; % Ajuste da Escala

%*****

%Ângulos equivalentes dos Passos e Sulco
%Passos
for i=1:length(P)
    AngP(i)=2*pi*P(i)/(pi*dext);
end
%Sulco
AngS=2*pi*LS/(pi*dext);
%*****

% Geometria do Contato
l_cont=2*sqrt(((dext/2)^2)-((dext/2-def/1000)^2)); %comprimento do contato [m]
teta_cont=2*acos((dext/2-def/1000)/(dext/2)); %ângulo de contato [rad]

npc=1000; % número de pontos no contato
dteta=teta_cont/npc; %dteta = 1/1000 do ângulo de contato

% Geração do sinal referente a cada passo de bloco

%passo A
%1/2 sulco
SPAS=-1*(zeros(1,AngS/dteta/2));
%subida
teta=0:dteta:AngP(1);
aA=1;
SPA1=aA/2*sin((pi/AngP(1))*teta-pi/2)+aA/2;
%pausa
SPA2=aA*ones(1,npc-(2*length(SPAS)+2*length(SPA1)));
%descida
teta=0:dteta:AngP(1);
SPA3=aA/2*sin((pi/AngP(1))*teta+pi/2)+aA/2;
%Composição do sinal
SPA=[SPAS SPA1 SPA2 SPA3 SPAS];

%passo B
%1/2 sulco
SPBS=-1*(zeros(1,AngS/dteta/2));
%subida
teta=0:dteta:AngP(2);
aB=1;
SPB1=aB/2*sin((pi/AngP(2))*teta-pi/2)+aB/2;
%pausa
SPB2=aB*ones(1,npc-(2*length(SPBS)+2*length(SPB1)));
%descida
teta=0:dteta:AngP(2);

```

```

SPB3=aB/2*sin((pi/AngP(2))*teta+pi/2)+aB/2;
%Composição do sinal
SPB=[SPBS SPB1 SPB2 SPB3 SPBS];

%passo C
%1/2 sulco
SPCS=-1*(zeros(1,AngS/dteta/2));
%subida
teta=0:dteta:AngP(3);
aC=1;
SPC1=aC/2*sin((pi/AngP(3))*teta-pi/2)+aC/2;
%pausa
SPC2=aC*ones(1,npc-(2*length(SPCS)+2*length(SPC1)));
%descida
teta=0:dteta:AngP(3);
SPC3=aC/2*sin((pi/AngP(3))*teta+pi/2)+aC/2;
%Composição do sinal
SPC=[SPCS SPC1 SPC2 SPC3 SPCS];

%passo D
%1/2 sulco
SPDS=-1*(zeros(1,AngS/dteta/2));
%subida
teta=0:dteta:AngP(4);
aD=1;
SPD1=aD/2*sin((pi/AngP(4))*teta-pi/2)+aD/2;
%pausa
SPD2=aD*ones(1,npc-(2*length(SPDS)+2*length(SPD1)));
%descida
teta=0:dteta:AngP(4);
SPD3=aD/2*sin((pi/AngP(4))*teta+pi/2)+aD/2;
%Composição do sinal
SPD=[SPDS SPD1 SPD2 SPD3 SPDS];

SP=[SPA;SPB;SPC;SPD];
%*****
% defasagens entre as entradas dos blocos no contato (Nº DE PONTOS)

defA=2*length(SPAS)+length(SPA1);
defB=2*length(SPBS)+length(SPB1);
defC=2*length(SPCS)+length(SPC1);
defD=2*length(SPDS)+length(SPD1);

defN=[defA defB defC defD];

%*****
% Montagem da matriz de sinais

defT=0;
for i=1:length(seq)
    pseq=seq(i); % passo da sequencia
    defI=defN(pseq); % defasagem do passo
    N=floor(2*pi/dteta)+23; % número de pontos no perímetro

    if defT+npc <= N
        sinal(i,:)=[zeros(1,defT) SP(pseq,:) zeros(1,N-defT-npc)]; % montagem do sinal
        defT=defT+defI;
    else
        difer=(defT+npc)-N; % diferença
        sinal(i,:)=[zeros(1,defT) SP(pseq,1:(npc-difer))]+[SP(pseq,(npc-difer+1):npc)
zeros(1,N-difer)]; % montagem do sinal
        defT=defT+defI;
    end
end
sinal=sum(sinal);% sinal resultante de excitação
plot(sinal)

%*****

```

```

% Somatório das Carreiras

    % (entrada: sinal / saída: St)

%Ponderações
wo=0.7; %ponderação no ombro
wc=0.3; %ponderação no centro

%Defasagem Angular do Passo
dap=(dlp/(1000*pi*dext))*2*pi; %[rad]

%Defasagem Angular da Carreira
dac=dap/(nc-1);          %[rad]

daep=(dac/20*pi)*length(sinal); %Defasagem equivalente em pontos

%Montagem das Defasagens
s=sinal;
MSc(1,:)=s;
for i=2:nc
    n=i-1;
    npp=ceil(daep*n);
    sa=s(1:length(s)-npp);
    sb=s(length(s)-npp+1:length(s));
    Sc=[sb sa];
    for j=1:length(Sc)
        MSc(i,j)=Sc(j); %matriz dos sinais das carreiras
    end
end

%Ponderação das Carreiras
barra= waitbar(0,'Ponderação das Carreiras'); % barra de espera
for i=1:length(MSc)
    for j=1:nc
        if j==1
            MScw(j,i)=wo*MSc(j,i); % 1° Ombro
        else if j==nc
            MScw(j,i)=wo*MSc(j,i); % 2° Ombro
        else
            MScw(j,i)=wc*MSc(j,i); % Centro
        end
    end
end
waitbar(i/length(MSc),barra)
end
close(barra);

St=sum(MScw,1); %Sinal total tread pattern

% Normalização do intervalo
maxSt=max(St);
minSt=min(St);
for i=1:length(St)
    Stn(i)=(2/((maxSt)-(minSt)))*(St(i)-((maxSt)+(minSt))/2));%sinal integrado
normalizado
end

%*****

% Geração do Sinal da Simulação

    % (entrada: Stn / saída: ss)

if vw(1)==1 %entrada em km/h
    rps=(vw(2)/3.6)/(pi*dext);
else
    %entrada em rad/s
    rps=vw(2)/(2*pi);
end

```

```

ss=[];
for i=1:floor(rps*ts)
    ss=[ss Stn];
end
fracao1=(rps*ts)-(i);
ss=[ss Stn(1:floor((fracao1*length(Stn))))]; %sinal de simulação
fracao2=((fracao1*length(Stn))-floor(fracao1*length(Stn)))/length(ss);
t=linspace(0,ts,(length(ss)));
dt=t(2)-t(1);

%*****RESULTADOS*****

%      %Simulação do ruído
      y=0.5*ss;
      Fs=length(ss)/(ts-(fracao2*ts));
      tempo=0:1/Fs:ts-1/Fs;
      sound(y,Fs);

%Gráficos dos Sinais
figure(1)

plot(linspace(0,360,length(sinal)),(sinal(1:length(sinal))), (linspace(0,360,length(Stn))),St
n(1:length(Stn)),'g')
axis([0 360 -1.2 +1.2])

      legend('Sinal da Excitação dos Blocos','Sinal Equivalente das Carreiras')
      title('Tread pattern')
      xlabel('ângulo (°)')
      ylabel('amplitude normalizada')

% análise espectral

      F=Stn;
      N=length(F);
      dt=1/Fs;

      Fw=fft(F)/N;
      T=N*dt;
      df=1/T;
      f=(0:N/2-1)*df;

      figure(2)
      plot(f,abs(Fw(1:N/2)))
      xlabel('f [Hz]')
      ylabel('amplitude')
      axis([0 2000 0 0.3])

      figure()
      plot((linspace(0,360,length(Stn))),Stn)
      axis([0 360 -1.2 +1.2])
      xlabel('ângulo (°)')
      ylabel('amplitude normalizada')

```