Argemiro Luis de Aragão Costa

Caracterização do comportamento vibracional do sistema pneu-suspensão e sua correlação com o desgaste irregular verificado em pneus dianteiros de veículos comerciais.

Tese apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para a obtenção do Título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Álvaro Costa Neto

São Carlos
2007

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca – EESC/ USP

C837c   Costa, Argemiro Luis de Aragão
              Caracterização do comportamento vibracional do sistema
              pneu-suspensão e sua correlação com o desgaste irregular
              verificado em pneus dianteiros de veículos comerciais /
              Argemiro Luis de Aragão Costa ; orientador Álvaro Costa
              Neto. -- São Carlos, 2007.

              Tese (Doutorado) - Programa de Pós-Graduação em
              Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Dinâmica
              das Máquinas e Sistemas -- Escola de Engenharia de São
              Carlos da Universidade de São Paulo.

              1. Automóveis. 2.Desgaste em pneus. 3. Tribologia. 4.
              Coeficiente de atrito dos elastômeros. 5. Vibrações. 6.
              Análise modal de pneu e suspensão. 7. Método dos
              elementos finitos-MEF. 8. Análise por multicorpos-MBS. I.
              Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **ARGEMIRO LUIS DE ARAGÃO COSTA**

Tese defendida e julgada em 18/05/2007 perante a Comissão Julgadora:

Prof. Dr. **ÁLVARO COSTA NETO (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

APROVADO

Prof. Dr. **ANTONIO CARLOS CANALE**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

APROVADO

APROVADO
Prof. Titular **DENIOL KATSUKI TANAKA**
(Escola Politécnica/USP)

Prof. Dr. **JOSÉ ROBERTO FRANÇA ARRUDA**
(Universidade Estadual de Campinas/UNICAMP)

APROVADO

Dr. **MARCELO PRADO**
(Multicorpos Engenharia S/C Ltda.)

APROVADO

Prof. Associado **JONAS DE CARVALHO**
Coordenador do Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica

Prof. Associado **GERALDO ROBERTO MARTINS DA COSTA**
Presidente da Comissão da Pós-Graduação da EESC

A Maria Tereza, minha mãe, em sua memória.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Álvaro Costa Neto, meu orientador, pela amizade, incansável ajuda, e incentivos, sem os quais não seria possível terminar este trabalho.

Aos professores e colegas do Laboratório de Fenômenos de Superfície, da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, em particular ao Prof. Dr. Deniol Tanaka e ao Prof. Dr. Amilton Sinatora, que, nos anos de convivência, muito me ensinaram com seu idealismo, contribuindo para o meu crescimento científico e intelectual.

Aos Profs. Drs. Linilson Padovese, José Roberto Arruda, José Maria dos Santos, Antônio C. Canale, Paulo Varoto, e Prof^ª Dra. Liedi Bernucci pela colaboração, sugestões, e amizade.

À Pirelli Pneus S.A. pelo apoio e oportunidade de desenvolver e publicar este trabalho que reúne boa parte da minha experiência na área de pesquisa e desenvolvimento, neste campo desafiador que é a simulação computacional aplicada a pneus.

À DaimlerChrysler do Brasil e todos os colegas desta empresa, e ao Dr. Marcelo Prado, pela parceria no desenvolvimento do modelo ônibus rodoviário e nas provas experimentais.

Aos meus colegas e companheiros da Pirelli que me incentivaram e contribuíram para a realização deste trabalho, pelo apoio, sugestões e incentivos.

A toda minha família, em especial minha esposa Júnia e filha Gabriella, de quem furtei tantas horas de lazer, pelo amor, compreensão e apoio.

RESUMO

COSTA, A.L.A. (2007). **Caracterização do comportamento vibracional do sistema pneu-suspensão e sua correlação com o desgaste irregular verificado em pneus dianteiros de veículos comerciais.** 229p. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2007.

Analisa o comportamento tribológico do pneumático. Discute o coeficiente de atrito do pneu, a influência do pavimento e os avanços na modelagem. Apresenta uma metodologia para estimativa do desgaste de pneus pelo método dos elementos finitos. Usa o conceito de trabalho de abrasão. Considera nas condições de contorno do modelo de pneu o efeito do camber e do ângulo de deriva. Investiga a interação vibracional entre o pneu e a suspensão como causa de desgaste irregular. Utiliza modelagem de ônibus rodoviário por multicorpos com eixo flexível. Emprega técnica tempo-frequência para análise do acoplamento modal entre pneu e suspensão. Propõe novos modelos para estudo do desgaste em pneus analisando-se um modelo completo de veículo pelo método dos elementos finitos. Sugere análises de sensibilidade considerando os parâmetros de regulação da suspensão e condições operacionais dos componentes. Propõe análises estocásticas da especificação do pneu para otimização do sistema pneu-suspensão.

Palavras-chave: Desgaste em pneus. Tribologia. Coeficiente de atrito dos elastômeros. Vibrações. Análise modal de pneu e suspensão. Método dos elementos finitos - MEF. Análise por multicorpos - MBS.

ABSTRACT

COSTA, A. L .A. (2007). **Vibrational behavior characterization of the tire-suspension system and its correlation to the irregular wear verified on commercial vehicle front axle tires.** 229p. Thesis (Doctoral) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2007

The tire tribological behavior is analyzed. The friction coefficient of rubbers is presented, and its inherent modeling difficulties regarding the operational condition dependence during measurements are discussed. The influence of the pavement roughness and the advances in friction modeling are presented. A predictive methodology to evaluate the tread wear using finite element method and the concept of frictional energy was used. Camber, lateral forces and slip angles are taken into account as boundary conditions for the tire simulations in steady state. The vibrational interaction between tire and suspension concerning irregular wear on front axle truck tires was investigated. A multibody bus model with flexible front axle was used for modal analysis purposes. A time-frequency methodology was applied to identify modal vibrations of the tire and suspension assemblage. A new simulation model for the tire wear was proposed intending to analyze the whole vehicle with under the finite element method. Sensitivity analysis of the vehicle suspension setup and operational conditions of components was suggested. Stochastic analysis of tire specification is recommended to optimize the tire-suspension system.

Key words: Tire wear. Tribology. Friction coefficient of rubbers. Vibration. Tire and suspension modal analysis. Finite element analysis - FEA. Multibody simulations – MBS.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1.1: desgaste irregular segmentado observado em pneus dianteiros de veículos comerciais (parte inferior da figura, do “The Maintenance Council” - TMC) ^[6] . Fenômeno correlacionado nesta tese, por hipótese, com os modos de vibrar do conjunto pneu-suspensão (parte superior da figura, modelos matemáticos explorados neste trabalho).	28
Figura 1.3.1: fluxograma indicando a estrutura do trabalho de pesquisa	32
Figura 1.4.1: exemplos de alguns modos de vibrar do pneu de transporte medida 295/80 R22.5 calculados pelo método dos elementos finitos. Acima de 60 Hz o pacote de cinturas e rodagem deixa de se comportar como um anel rígido, isto é, a banda de rodagem deforma-se formando lóbulos ^[4, 17]	33
Figura 1.4.2: análise modal experimental executada com um vibrômetro laser ^[17]	34
Figura 1.4.3: modo de vibrar calculado por elementos finitos ^[4] em 177Hz , associado ao desgaste segmentado mostrado na figura 1.1. Em cerca de 200Hz são verificados vários modos de vibrar semelhantes a este, sendo que à medida que aumenta a frequência natural, aumenta o número de lóbulos ou “ondas”.	35
Figura 1.4.4: equipamento com pneu de aeromodelismo utilizado para estudar as ondas estacionárias em pneus: “ <i>standing waves</i> ” ^[13]	36
Figura 1.4.5: formação das ondas estacionárias nas diversas velocidades de rotação em ciclos por segundo (Hz) ^[13]	37
Figura 1.4.6: modelo simples do conjunto chassi e suspensão conhecido como <i>quarter-car</i> ^[12] , onde K_s , K_t e C_s , são constantes de rigidez e amortecimento; M e m são as massas envolvidas; Z e F , respectivamente os deslocamentos e forças atuantes. .	38

Figura 1.4.7: modelo multicorpos do ônibus rodoviário utilizado como referência neste trabalho ^[12] .	39
Figura 1.5.1: análise tempo-freqüência de sinal de vibração medidas no cubo-de-roda do ônibus durante aceleração de 50 km/h até a velocidade máxima de 110 km/h, atingida aos 40 segundos. A parte inferior da figura mostra o sinal digital medido.	41
Figura 1.5.2: instrumentação para aquisição de dados e obstáculo triangular utilizado para excitar a suspensão do ônibus na caracterização dos modos de vibrar do conjunto pneu-suspensão. Os resultados desta prova também foram utilizados para elaboração de modelos de pneu como indicado no canto inferior direito.	43
Figura 1.5.3: Sinal de aceleração no domínio do tempo e respectivo espectrograma	44
Figura 1.5.4: exemplo de análise tempo-freqüência utilizada para identificar as freqüências da suspensão ao superar o obstáculo de seção quadrada em uma velocidade de 80km/h.	45
Figura 2.1.1.1: Complexidade estrutural do pneumático.	50
Figura 2.1.2.1: Diagrama ilustrando o conceito de estrutura molecular em cadeia das borrachas ligadas através de um ou mais átomos de enxofre nas chamadas ligações cruzadas, ou <i>crosslink</i> ^[2] . O processo é conhecido como vulcanização. A figura ilustra o poli-isopreno, que compõe a borracha natural.	52
Figura 2.1.2.2: Perfil termomecânico dos polímeros ^[1]	53
Figura 2.1.2.3: Resistência à tração de um polímero amorfo: σ_B é a tensão de fratura frágil, σ_F é a tensão de fluxo a frio ("cold flow stress"), σ_{el} é a resistência a tração no regime elástico e σ_p é a tensão de fluxo plástico. T_B T_g T_p e T_f são respectivamente as temperaturas de fragilidade, de transição vítrea, de plasticidade e de fluxo fluido ^[1] .	54

Figura 2.1.2.4: propriedades dos compostos de borracha em função do grau de vulcanização ou <i>crosslink</i> ^[62] .	55
Figura 2.1.3.1: defasagem entre tensão e deformação em uma solicitação cíclica das borrachas ^[1] .	56
Figura 2.1.3.2: elipse de histerese e a relação dos módulos elástico e viscoso e o ângulo de perda δ ^[2] .	56
Figura 2.1.3.3: equipamentos utilizados para obtenção das propriedades dinâmicas dos compostos de borracha utilizadas no desenvolvimento de materiais e simulações.	57
Figura 2.1.3.4: propriedades dinâmicas de três compostos de rodagem (A, B e C) obtidas com o D.M.A..	57
Figura 2.2.1: exemplo de equipamento para execução do teste de abrasão DIN 53516.	59
Figura 2.2.2: Grosch Abrader, comercializada como LAT 100, para desgaste de borrachas.	60
Figura 2.2.3: Tribosistema: pneu (corpo) + pavimento (contracopo) + meio ambiente..	61
Figura 2.2.4: mecanismo de deformação e desgaste da borracha sobre pavimento rugoso ^[2, 27] .	62
Figura 2.2.5: Deformação cíclica da borracha segundo a visão de Bo Persson ^[29, 30] .	63
Figura 2.2.6: máquina para desgaste de roda de borracha contra disco de asfalto.	64
Figura 2.2.7: Padrões de abrasão em algumas superfícies para as borrachas: natural (NR) e estireno-butadieno (SBR), onde se verificam as ondas de Schallamach ^[2] .	65
Figura 2.2.8: idealização do mecanismo de formação de ondas de Schallamach no desgaste ^[2] .	65
Figura 2.2.9: principais componentes do atrito dos elastômeros segundo Desmond F. Moore ^[31, 32] .	66

Figura 2.2.1.1: variação do coeficiente de atrito do pneu em função da pressão de contato média ^[33] .	69
Figura 2.2.1.2: distância de frenagem em função da profundidade dos sulcos da rodagem. Fonte: Japan Automobile Manufacturers Association (JATMA) ^[34] .	70
Figura 2.2.1.3: aderência em função da porcentagem de escorregamento. Fonte: Depto. de Transporte do Canadá: Transportation Development Centre (TDC) ^[35] .	71
Figura 2.2.1.4 : curva-mestre (<i>master-curve</i>) do coeficiente de atrito em função da velocidade de escorregamento (<i>sliding velocity</i>). Borracha nitrílica (NBR) sobre vidro e carbureto de silício (carborundum 180). As unidades nos respectivos eixos de abscissa dizem respeito à transformada WLF relativa à velocidade de escorregamento ^[1, 2, 24, 30, 31, 32] .	74
Figura 2.2.1.5: (a) Borracha sobre rugosidades de comprimento longo; (b) Devido à adesão, a borracha preenche os vazios na presença de rugosidades menores; (c) Sobre partículas ; (d) Sobre água em velocidades baixas ^[20] .	75
Figura 2.2.1.6: Um bloco de borracha (área pontilhada) em contato com o contracorpo rugoso (área com hachuras). O contracorpo possui rugosidades com diferentes escalas. A borracha tem contato parcial com o contracorpo nas diferentes escalas. Quando o contato é estudado com pequena ampliação ($\zeta=1$) aparenta que o contato é completo contra a macrorugosidade, mas quando ampliado observa-se que ocorre somente um contato parcial ^[29] .	76
Figura 2.2.1.7: coeficiente de atrito longitudinal (μ_x) de pneus comerciais (caminhões e ônibus) em pista seca , em função da velocidade. São comparados dados de teste em laboratório sobre máquina (indoor) com dados sobre estrada com roda travada ^[37] .	78

Figura 2.2.1.8: coeficiente de atrito longitudinal (μ_x) de pneus comerciais (caminhões e ônibus) em pista molhada , em função da velocidade. São comparados dados de teste em laboratório sobre máquina (indoor) com dados sobre estrada com roda travada ^[37] .	78
Figura 2.2.1.9: provas de frenagem com o ônibus, com roda travada, em piso seco e molhado a 60km/h.	80
Figura 2.2.1.10. Pêndulo britânico ou “ <i>britsh pendulum test</i> ”.	82
Figura 2.2.1.11: Mancha de areia, ou <i>sand patch test</i> ^[45] .	83
Figura 2.2.2.1: ilustração de alguns tipos de desgaste irregular segundo a ASTM F 1426-94 (2003) numa adaptação com tradução livre extraída da referência ^[2] . As regiões com desgaste acentuado estão representadas nas figuras por áreas claras, sem as hachuras, indicativas do desenho da banda de rodagem.	85
Figura 2.2.2.2: exemplo de desgaste irregular segmentado em pneu direcional de eixo dianteiro.	86
Figura 2.2.2.3: pneu com desgaste irregular segmentado. A região “B”, apresenta um desgaste mais acentuado que na região “A”, onde verifica-se uma saliência (<i>cupping / scallop wear</i>), resultando em uma região “mais alta”.	87
Figura 2.2.2.4: Microscopia da região com desgaste irregular. A região “Baixa” apresenta um desgaste mais acentuado que a região “Alta”, na região “Baixa” verifica-se a formação de ondas de Schallamach. As microscopias foram efetuadas no Laboratório de Fenômenos de Superfície (LFS), da Escola Politécnica da USP.	88
Figura 2.2.2.5: Diferentes mecanismos de desgaste no pneu. As microscopias foram efetuadas no Laboratório de Fenômenos de Superfície da Escola Politécnica da USP.	89
Figura 2.2.2.6: a direção do escorregamento é perpendicular às ondas de Schallamach ^[2,25] .	90

Figura 2.2.3.1: desgaste poligonal auto-excitado, incluindo excitação forçada pelos sulcos transversais localizados nas laterais (ombros) do pneu, segundo SUEOKA et al. ^[18] .	93
Figura 2.2.3.2: máquina da Akron Standard ^[47] utilizada para avaliar a uniformidade do pneu (ASM-D90).	95
Figura 2.2.3.3: variação da força radial (RFV). decomposição em harmônicos ^[2] .	96
Figura 2.2.3.3: variação da força radial como consequência da variação de rigidez radial ^[47] .	96
Figura 2.2.3.4: gráfico indicativo da influência dos harmônicos de uniformidade (1 a 10) em função da velocidade de rotação do pneu. A não-uniformidade do conjunto pneu-roda excita vibrações no eixo (10 a 12Hz) a cerca de 55-60 km/h (pelo segundo harmônico) e a 110-120 km/h (pelo primeiro harmônico). A faixa vermelha representa a primeira frequência natural vertical do pneu de em cerca de 60Hz. .	97
Figura 2.2.3.5: gráfico comparativo da aceleração vertical no eixo dianteiro, medido lado direito, para dois pneus com uniformidades diferentes (linhas em azul e vermelho), em diferentes velocidades. As linhas inclinadas verdes são para salientar os harmônicos do conjunto rotativo. Prova executada na rodovia dos Bandeirantes, em trecho retilíneo com auxílio da EPUSP (Anexo B).	98
Figura 2.2.3.6: espectrograma mostrando a amplitude e as frequências da força vertical em uma prova de uniformidade à alta velocidade, de 20 a 125 km/h, para o pneu medida 295/80 R22.5. Observar a excitação da primeira frequência natural vertical em cerca de 58Hz.	99
Figura 2.2.4.1: densidade espectral (PSD) típica de um perfil de pista em função do número de onda. Correspondente a um comprimento de onda de 61m (200 pés), à esquerda, para o número de onda 0.005 ciclo/pé (0.016 ciclo/m), e 0.6m (2 pés), à	

direita, para o número de onda 0.5 ciclo/pé (1.6 ciclos/m). Figura adaptada de Gillespie ^[15]	102
Figura 2.2.4.2: densidade espectral (PSD) em frequência temporal (Hz) para um veículo, trafegando a 80km/h, para a pista real medida e como média, adaptado de Gillespie ^[15]	103
Figura 2.2.4.3: comparação da densidade espectral $C(q)$ da rugosidade de dois pavimentos asfálticos representados pelo vetor de onda “q”. A inclinação da curva determina o expoente de fractal, uma geometria que se repete em forma, característico da superfície, utilizado na formulação do modelo ^[60]	104
Figura 2.2.4.4: fotos da caracterização topométrica de quatro tipos de pavimentos brasileiros.	105
Figura 2.2.4.5: PSD da caracterização topométrica de quatro tipos de pavimentos brasileiros.	106
Figura 2.2.5.1: resultado comparativo de desgaste para os quatro tipos de pavimentos brasileiros apresentados anteriormente. O pavimento denominado TROWS, é uma referência europeia de um projeto denominado TROWS (<i>Tyre and ROad Wear and Slip assessment</i>).	109
Figura 2.2.6.1: pressão de contato do pneu com o solo para a carga de 2600kgf e pressão interna de 125psi. O software TireScan da empresa Tekscan, fornece a pressão e a área de contato.	110
Figura 2.2.6.2: mapa de deformações e pressão de contato do corpo-de-prova (CP) da máquina de desgaste sobre disco de asfalto. A modelagem do CP permite a comparação e ajuste dos esforços na máquina de desgaste, de modo a representar a condição do pneu real sob carga no veículo.	111

Figura 3.1.1.1: esquema indicativo das tensões de cisalhamento no contato de uma estrutura pneumática toroidal com um contra corpo plano. Em dinâmica estes esforços vão se somar aos outros necessários para a condução do veículo, indicados na figura por suas reações normal (F_n) e tangencial (F_t) ^[1, 2]	114
Figura 3.1.1.2: vista tridimensional da pressão de contato do pneu com o solo, medida 295/80 R22.5 FH55, obtido com o sistema da Pirelli, cuja tecnologia está baseada em uma malha de sensores piezelétricos. O tom de avermelhado indica pressões maiores.	115
Figura 3.1.1.3: gradiente de pressão de contato na borda dos blocos, atenuado por pequenos sulcos transversais. Obtido com um filme sensível ao contato na Pirelli. Um programa calibrado, faz a tradução das tonalidades reveladas para uma escala de pressão de contato. O tom de avermelhado indica pressões maiores.	116
Figura 3.1.1.4: influência do formato da impronta no desempenho do pneu ^[2]	116
Figura 3.1.1.5: variação da área de contato (impronta) com a carga vertical para o pneu de medida 295/80 R22.5. Imagens cedidas pela Pirelli Pneus.	117
Figura 3.1.2.1: terminologia empregada na Dinâmica Veicular proveniente da recomendação SAE J670e, amplamente utilizada em modelos e simulações, reproduzida por CLARK ^[1] , GENT ^[2] , e GILLESPIE ^[15]	118
Figura 3.1.2.2: visualização do formato da área de contato (<i>impronta</i>) calculada pelo método dos elementos finitos na condição estática e em dinâmica, na velocidade constante de 10km/h, submetida a um ângulo de deriva de cerca de 2graus.	119
Figura 3.1.3.1 : Ilustração do trabalho de abrasão (T_A) ^[4] . Na etapa (1) o bloco de borracha aproxima-se da estrada, em (2) está em contato com a estrada sem escorregar, em (3) a força tangencial “Ft” vence a força de atrito e sofre um escorregamento “dl”, e por fim sai do contato em (4).	121

Figura 3.2.1: fatia da malha de elementos finitos 3D de um pneu comercial. Cada cor representa um composto de borracha com propriedades diferentes.	124
Figura 3.2.2: Modelo a elementos finitos 3D de um pneu medida 295/80 R22.5 ^[4, 5] . O modelo da figura possui cerca de 23.000 elementos e 100.000 graus de liberdade.	125
Figura 3.2.3: mapa de temperatura do pneu sobre o tambor de freio ^[57]	127
Figura 3.2.4: Proporcionalidade entre força (F) e deformação (u) ^[4, 58]	128
Figura 3.2.5: as borrachas, na relação força-deformação, não obedecem à Lei de Hooke possuindo um comportamento não-linear, como ilustrado na figura da direita ^[4, 58]	129
Figura 3.2.6: Deformação de uma viga de borracha.	129
Figura 3.2.7: representação do pneu somente inflado e montado no aro, somente tocando o solo (em azul) e deformado contra o solo (em vermelho). O carregamento vertical resulta em grandes deflexões e deformações, modificando a direção das propriedades dos materiais, anisotrópicos, que deve ser corrigida a cada incremento de cálculo ^[4]	131
Figura 3.2.3.1: mapa da pressão de contato em quatro condições operacionais dinâmicas, na velocidade de 10km/h. Observar que em ambos os casos, ângulo de camber e deriva, a impronta fica cônica, porém na deriva sofre os efeitos das forças laterais provocando uma pequena torção na área de contato.	133
Figura 3.2.3.2: mapa do trabalho de abrasão em quatro condições operacionais dinâmicas, na velocidade de 10km/h. Notar que nos lados mais longos da área de contato da figura anterior, o trabalho de abrasão é maior. O valor máximo do trabalho de abrasão na frenagem pode chegar a ser uma ordem de grandeza maior que na rotação livre (<i>free-rolling</i>) em $[J/mm^2]$	134

Figura 3.2.4.1: modo de vibrar em forma de onda em cerca de 200Hz.....	136
Figura 3.2.4.2: gráfico de estimativa da velocidade crítica utilizando-se a equação (3.20). A Velocidade crítica para o pneu em estudo está em torno de 20Hz, que para um raio dinâmico de cerca de 0.49m implica em uma velocidade crítica de aproximadamente 220 km/h.	137
Figura 3.2.4.3: ilustração da formação de ondas estacionárias ^[2]	138
Figura 3.2.4.4: ilustração da aparelhagem utiliza para identificar os modos com carga estática.....	139
Figura 3.2.4.5: modo sob carga de 2500kgf, pressão de 0.86MPa (125psi), excitado a 212Hz.	139
Figura 3.2.4.6: variação da frequência do primeiro modo vertical com a velocidade.	140
Figura 3.3.1: variáveis de entrada e saída do modelo de pneu MF-Tyre, baseado na <i>Magic Formula</i>	142
Figura 3.3.2: resultados da força lateral em função do ângulo de deriva utilizando-se o modelo de pneu MF-Tyre, que emprega a “ <i>Magic Formula</i> ”.....	143
Figura 3.3.1.1: modelo do ônibus rodoviário MBB O-371, desenvolvido no ambiente ADAMS/Car.	144
Figura 3.3.1.2: modelo de eixo dianteiro flexível incluído na simulação multicorpos do ônibus. O eixo foi previamente calculado com o método de elementos finitos para uma síntese modal. O número de modos naturais utilizados depende das simulações desejadas e podem ser facilmente habilitados, segundo a conveniência, no ambiente de execução do programa ADAMS. No estudo vibracional deste trabalho, visando o desgaste, são suficientes cerca de 10 a 15 dos primeiros modos naturais.	145

Figura 3.3.2.1: aceleração lateral no domínio do tempo. Dupla mudança de pista – 80 km/h.	146
Figura 3.3.2.2: aceleração lateral no domínio da frequência. Dupla mudança de pista – 80 km/h.	146
Figura 3.3.2.3: Manobra Varredura em Frequência a 40 km/h, no domínio do tempo.	147
Figura 3.3.2.4: Manobra Varredura em Frequência a 40 km/h, no domínio da frequência.	147
Figura 3.3.3.1: frequências do eixo dianteiro resultado da análise modal do veículo completo.	148
Figura 4.2.1: aspecto de desgaste após 70.000km, dos pneus dianteiro direito (figura da direita) e dianteiro esquerdo (figura da esquerda), onde se observa um desgaste mais acentuado no lado direito do pneu dianteiro direito.	155
Figura 4.2.2: variação da excentricidade (pico-a-pico) ao longo da prova, até 70.000km.	156
Figura 4.2.3: foto do desgaste irregular do pneu após 80.000km.	156
Figura 4.2.4: desgaste medido pela profundidade dos sulcos.	157
Figura 4.3.1: hipótese sobre o ciclo do desgaste irregular (“ <i>loop</i> do desgaste irregular”).	158

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABAQUS®	-	programa de Elementos Finitos, comercial
ADINA®	-	programa de Elementos Finitos, comercial
ANIP	-	Associação Nacional das Indústrias de Pneumáticos
BR	-	Polibutadieno
CAD	-	Projeto auxiliado por computador, “ <i>computer aided design</i> ”
CAE	-	Engenharia auxiliada por computador, “ <i>computer aided engineering</i> ”
CNRS	-	Centre National de la Recherche Scientifique
DLC	-	Densidade das ligações cruzadas, ou “ <i>crosslink</i> ”
DMA	-	Dynamic Mechanical Analyzer
EPDM	-	Etileno-propileno-dieno
FEA	-	Análises por elementos finitos, “ <i>finite element analysis</i> ”
FORTRAN	-	linguagem de programação freqüentemente utilizada na área científica
IFI	-	International friction Index
IIR	-	Co-polímero de isobuteno e isopreno - Butil , Halobutil (CIIR e BIIR)
IR	-	Polisopreno
JATMA	-	Japan Automobile Manufacturers Association
LFS	-	Laboratório de Fenômenos de Superfície - EPUSP
LFV	-	variação das forças lateral, “ <i>lateral force variation</i> ”
LVA	-	Laboratório de Vibroacústica - UNICAMP
MARC®	-	programa de Elementos Finitos, comercial
MEF	-	Método dos elementos finitos
NBR	-	Borracha nitrílica
NR	-	Borracha natural, “ <i>natural rubber</i> ”

<i>phr</i>	-	Partes por 100 partes de borracha, “ <i>per hundred of rubber</i> ”
<i>PSD</i>	-	Power Spectral Density
<i>REBARS</i>	-	reforços inseridos em elementos para representar fios
<i>RFV</i>	-	variação das forças radial, “radial force variation”
<i>RRO</i>	-	excentricidade do pneu, “run-out”
<i>SAE</i>	-	Sociedade de Engenheiros da Mobilidade, filiada à SAE International
<i>SBR</i>	-	Co-polímero de estireno e butadieno
<i>SMA</i>	-	Stone Matrix Asphalt
<i>sp</i>	-	“speed number”, utilizado no cálculo do IFI
<i>SST</i>	-	Metodologia do programa ABAQUS, “Steady State Transport”
<i>TDC</i>	-	Transportation Development Centre
<i>TMC</i>	-	The Maintenance Council
<i>TWI</i>	-	Tread Wear Indicator – indicador de desgaste na rodagem
<i>WLF</i>	-	William Landel e Ferry - princípio da superposição temperatura-tempo

LISTA DE SÍMBOLOS

A_0	-	área inicial, valor de referência
A_b	-	abrasividade
A_r	-	área de contato real
a_T	-	função universal dos polímeros
C_{ij}	-	constantes experimentais para caracterização do material hiperelástico
dl	-	escorregamento incremental
E'	-	módulo elástico de tração
E	-	módulo elástico de Young
E''	-	módulo viscoso, ou módulo de perda em tração
E^*	-	módulo dinâmico, ou módulo complexo, em tração
E_2	-	deformação de Green-Lagrange
F	-	força (genérico)
F_m	-	freqüência onde o módulo viscoso E'' atinge o valor máximo
F_n	-	força normal
F_t	-	força tangencial
F_y	-	força lateral
G'	-	módulo elástico em cisalhamento
G''	-	módulo de perda em cisalhamento
G^*	-	módulo de cisalhamento dinâmico ou complexo
h	-	altura da rugosidade
I_i	-	invariantes de deformação na direção principal “ $\hat{i}$ ”
K	-	rigidez de mola
K_b	-	módulo volumétrico, ou “bulk modulus”
K_c	-	rigidez do contato pneu-estrada

K_s	-	rigidez da suspensão
K_t	-	rigidez radial do pneumático
l	-	comprimento da rugosidade
L	-	comprimento final
L_0	-	comprimento inicial
M_z	-	momento auto-alinhante
P	-	força normal à superfície de contato
p_0	-	valor inicial da pressão, valor de referência
R_w	-	taxa de desgaste
S_2	-	tensão segunda de Piola-Kirchhoff
T	-	temperatura
T_A	-	trabalho de abrasão
$\tan \delta$	-	tangente do ângulo de perda – indicador de histerese
T_b	-	temperatura de fragilidade
T_f	-	temperatura de fluxo fluido
T_f	-	temperatura de transição para o estado viscoso
T_g	-	temperatura de transição vítrea
T_p	-	temperatura de plasticidade
T_s	-	temperatura de referência
u	-	deformação de mola
v	-	velocidade de escorregamento -
V	-	velocidade linear
V_m	-	velocidade de escorregamento para o atrito máximo
W	-	função de densidade de energia de deformação
α	-	ângulo de deriva

δ	–	ângulo de fase entre a tensão e a deformação, ou ângulo de perda
σ_B	-	tensão de fratura frágil
σ_{el}	-	resistência a tração no regime elástico
σ_f	-	tensão de fluxo a frio ou "cold flow stress"
σ_p	-	tensão de fluxo plástico
ζ	-	tensão de cisalhamento no contato
μ	-	coeficiente de atrito
ν	-	coeficiente de Poisson
φ	-	constante de proporcionalidade
ε	-	deformação logarítmica ou “ <i>True Strain</i> ”
ω	-	frequência de excitação; velocidade angular
σ	-	tensão de Cauchy, ou “ <i>True Stress</i> ”
μ_0	-	valor inicial do coeficiente de atrito, valor de referência
λ_i	-	relação de deformação na direção principal “ <i>i</i> ”
λ_m	-	constante de dimensão molecular
ζ_{max}	-	tensão de cisalhamento máxima no contato antes do escorregamento
σ_n	-	pressão de contato normal
μ_p	-	atrito máximo, ou valor de pico, 10-20% de escorregamento
μ_s	-	atrito mínimo, com roda travada, 100% de escorregamento
μ_x	-	coeficiente de atrito longitudinal

SUMÁRIO

RESUMO

ABSTRACT

1	INTRODUÇÃO.....	27
1.1	O OBJETIVO DA TESE E A TRIBOLOGIA.....	27
1.2	MOTIVAÇÃO NA CARACTERIZAÇÃO DO DESGASTE IRREGULAR.....	30
1.3	VISÃO GERAL DO TRABALHO E ABORDAGEM PROPOSTA.....	31
1.4	COMPORTAMENTO VIBRACIONAL DOS PNEUS E SUSPENSÕES.....	33
1.5	TÉCNICA EMPREGADA PARA IDENTIFICAR E ANALISAR AS VIBRAÇÕES DO CONJUNTO.....	40
1.6	CONTRIBUIÇÕES DO TRABALHO.....	45
2	O DESGASTE DOS PNEUS	49
2.1	A MECÂNICA DO PNEUMÁTICO E O ESTUDO DO DESGASTE.....	49
2.1.1	<i>A estrutura do pneumático.....</i>	<i>49</i>
2.1.2	<i>Elastômeros e compostos de borracha.....</i>	<i>52</i>
2.1.3	<i>A viscoelasticidade e o desempenho do produto pneu.....</i>	<i>55</i>
2.2	O DESGASTE DOS PNEUS - ASPECTOS TRIBOLÓGICOS	58
2.2.1	<i>O atrito dos pneus.....</i>	<i>67</i>
2.2.2	<i>Morfologia do desgaste em pneus.....</i>	<i>84</i>
2.2.3	<i>Correlação entre desgaste e vibração.....</i>	<i>92</i>
2.2.4	<i>Influência dos pavimentos e perfil de pista.....</i>	<i>100</i>
2.2.5	<i>A nova máquina de desgaste de borracha sobre disco de asfalto para laboratórios .....</i>	<i>107</i>
2.2.6	<i>Taxa de desgaste por rolamento (TDR) .....</i>	<i>110</i>
3	MODELOS MATEMÁTICOS E SIMULAÇÕES	113
3.1	ESFORÇOS ATUANTES NO CONTATO PNEU-SOLO.....	114
3.1.1	<i>A área de contato pneu-solo (Pegada - Impronta - Footprint).....</i>	<i>114</i>
3.1.2	<i>Esforços estáticos e dinâmicos.....</i>	<i>118</i>
3.1.3	<i>O conceito de trabalho de abrasão.....</i>	<i>121</i>

3.2	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (M.E.F.) EM PNEUS.....	123
3.2.1	<i>Não-linearidade dos elastômeros.....</i>	<i>128</i>
3.2.2	<i>Modelagem dos compostos de borracha no M.E.F.....</i>	<i>131</i>
3.2.3	<i>Forças de contato do pneu com o solo em regime.....</i>	<i>133</i>
3.2.4	<i>Análise modal experimental do pneu – validação do modelo MEF.....</i>	<i>135</i>
3.2.5	<i>Conclusões parciais sobre a modelagem do pneu estudado isoladamente .....</i>	<i>140</i>
3.3	SISTEMAS MULTICORPOS – (MULTIBODY SYSTEMS – MBS).....	141
3.3.1	<i>Descrição do modelo de ônibus utilizado na Tese.....</i>	<i>144</i>
3.3.2	<i>Comportamento em manobras padronizadas.....</i>	<i>145</i>
3.3.3	<i>Comportamento vibracional da suspensão dianteira.....</i>	<i>147</i>
3.3.4	<i>Conclusões parciais e comentários sobre a modelagem MBS do veículo.....</i>	<i>148</i>
4	PROVAS EM VEÍCULOS SOBRE ESTRADA – “OUTDOOR”	151
4.1	PROVAS VIBRACIONAIS.....	151
4.2	PROVAS DE DESGASTE.....	153
4.3	CONCLUSÕES E ANÁLISES DAS PROVAS SOBRE ESTRADA.....	158
5	CONCLUSÕES GERAIS E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	159
5.1	SÍNTESE DAS CONTRIBUIÇÕES E QUESTÕES EM ABERTO.....	159
5.2	NOVOS MODELOS E ANÁLISES	160
	REFERÊNCIAS.....	163
	ANEXOS.....	170

1 INTRODUÇÃO

1.1 O OBJETIVO DA TESE E A TRIBOLOGIA

O pneumático constitui a interface entre o veículo e o solo, promove e transmite os esforços dinâmicos necessários para a sua mobilidade, controle e segurança. Acelerações, desacelerações, forças laterais, torções, absorção das irregularidades do pavimento e impactos, são condições dinâmicas que fazem parte do dia a dia da estrutura do pneumático. Possui uma estrutura flexível com relativo grau de complexidade estrutural que geralmente passa despercebido aos olhos mais desatentos ^[1,2,3].

O pneumático atual é composto essencialmente por borracha vulcanizada, algo em torno de 75% do seu volume, um material viscoelástico cujas propriedades dependem das condições operacionais, isto é, depende do nível e da taxa de deformação, além da temperatura. Os compostos de borracha são materiais que sofrem um processo contínuo e inevitável de envelhecimento com o tempo, principalmente quando em contato com o ar. Este envelhecimento, ou *aging*, é traduzido por um conjunto de reações químicas que são aceleradas por deformações cíclicas e pela temperatura. Para cada 10 graus Celsius de aumento da temperatura, a velocidade de envelhecimento praticamente dobra, seguindo a equação de Arrhenius. Este fenômeno resulta em um processo contínuo e irreversível de modificações nas propriedades mecânicas dos compostos de borracha. A degradação gradual das propriedades, redução do alongamento à ruptura e fragilidade das ligações, limita a vida do pneumático à fadiga e acelera o desgaste.

O estudo do desgaste de pneus tem sido um desafio nos últimos 50 anos ^[4, 5], e apesar dos avanços, ainda há muito para se descobrir sobre os mecanismos e esforços envolvidos. Um

dos grandes desafios, tem sido a reprodução do desgaste de pneus em laboratório, argumento de intensa pesquisa.

Este trabalho tem por hipótese fundamental que a vibração é a principal causa do desgaste irregular do tipo segmentado, característico de pneus dianteiros de veículos comerciais (figura 1.1.1), também conhecido na literatura como “*cupping*” ou “*scallop wear*” [6], cuja caracterização será o foco deste trabalho.

Figura 1.1.1: desgaste irregular segmentado observado em pneus dianteiros de veículos comerciais (parte inferior da figura, do “The Maintenance Council” - TMC) [6]. Fenômeno correlacionado nesta tese, por hipótese, com os modos de vibrar do conjunto pneu-suspensão (parte superior da figura, modelos matemáticos explorados neste trabalho).

As perguntas que permanecem em aberto são: como caracterizar os mecanismos de atrito e desgaste irregular e conciliá-los, de forma prática, em modelos matemáticos que representam ordens de grandeza tão diferentes, da micro-rugosidade do pavimento à escala de um veículo comercial? Como identificar e interpretar os diversos fenômenos e mecanismos que

interagem, modificando-se mutuamente, alguns deles envolvendo diferentes áreas do conhecimento?

A resposta vem em parte da Tribologia, a ciência que estuda o desgaste, atrito e a lubrificação, e em parte Mecânica Vibracional, corroboradas por modernas técnicas de simulação e ensaios experimentais que se tornaram viáveis com o avanço da informática nos últimos vinte anos. As técnicas empregadas serão expostas nos capítulos que seguem, onde também serão levantadas e ponderadas várias evidências no sentido de comprovar a correlação entre o desgaste irregular segmentado e a vibração.

Este trabalho inova propondo modelos mais complexos que considerem as particularidades mecânicas, físicas e químicas dos seus componentes, em uma abordagem mais ampla para solucionar o problema. A proposta analisa a dinâmica do veículo indo do global para o local, para a superfície de contato. Parte das equações diferenciais de movimento dos corpos rígidos, considera a flexibilidade de componentes, a não-linearidade dos esforços, a mudança de propriedade dos materiais com o tempo, indo até o perfil da pista, na micro-textura e composição do pavimento. Esta nova abordagem para entendimento do fenômeno propõe, portanto, analisar conjuntamente o “Macro” e o “Micro”, isto é, na escala da grandeza de um veículo em movimento sobre a estrada, e na escala da microestrutura dos compostos de borracha e pavimentos. Boa parte desta tarefa será atendida pela Tribologia, área multidisciplinar da ciência que se apóia na mecânica, na física, na química e na ciência dos materiais, e promove um foco, um fator unificador, que é a aplicação dos conhecimentos básicos para prever o comportamento de sistemas complexos^[7]. Ao longo da tese, será empregada uma ferramenta da área de análise de sinais muito útil para estudar a interação vibracional entre pneu e suspensão, a análise tempo-frequência.

Este trabalho de teste, desenvolvido na Escola de Engenharia de São Carlos, é a continuidade do trabalho de mestrado: “*Estudo de desgaste de pneus de caminhões e ônibus utilizando-se o*

método dos elementos finitos”^[4], expandido e enriquecido por diversos trabalhos de pesquisa em parceria da Pirelli Pneus, com entidades científicas como o Laboratório de Fenômenos de Superfície (LFS), da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (USP), e com o Laboratório de Vibroacústica (LVA), da Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP).

1.2 MOTIVAÇÃO NA CARACTERIZAÇÃO DO DESGASTE IRREGULAR

O transporte terrestre é um ponto chave para o bom funcionamento das sociedades modernas. No Brasil, no âmbito interestadual, o transporte rodoviário individualmente é responsável pela movimentação de cerca de 60% de todas as cargas e 95% de todos os passageiros, de acordo com as estatísticas do Ministério dos Transportes. Os investimentos públicos em rodovias são bilionários, e são vinculados à estratégia de desenvolvimento da própria nação.

Para as frotas de veículos, o custo com pneus é o terceiro item em importância, depois de mão de obra e combustível e, como consequência, o rendimento quilométrico dos pneus assume um papel primordial na eficiência do transporte rodoviário. O grande desafio está no fato de que o aumento do rendimento quilométrico do pneumático deve ser conseguido sem prejuízo da segurança veicular. Para isto, será mostrada a importância da sinergia entre engenharia mecânica e civil.

No Brasil, são produzidas anualmente cerca de 550.000 toneladas de pneumáticos*, distribuídos entre os veículos rodoviários, agrícolas e industriais. Quase metade desta produção, algo em torno de 245.000 toneladas, são de pneus de comerciais, empregados em caminhões e ônibus, os quais cruzam nossas estradas movimentando passageiros e os mais variados tipos de carga.

---

* fonte: Associação Nacional das Indústrias de Pneumáticos (ANIP)

A otimização do desgaste dos pneus comerciais traz significativas reduções no custo de manutenção das frotas e no transporte em geral no Brasil. A compreensão dos mecanismos de desgaste e atrito, os quais estão vinculados, permite como consequência aumentar a segurança nas estradas sem prejudicar a eficiência do transporte. A caracterização dos esforços dinâmicos e da aderência na interação pneu-pavimento, abre caminho para novas parcerias entre as engenharias mecânica e civil para o desenvolvimento de novos pavimentos mais seguros, duráveis e confortáveis, levando-se em conta as peculiaridades das estradas brasileiras ^[45].

1.3 VISÃO GERAL DO TRABALHO E ABORDAGEM PROPOSTA

Durante o desenvolvimento da dissertação de Mestrado, apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo em dezembro de 2001 ^[4], foi proposto como trabalho de pesquisa futuro estudar a interação vibracional do conjunto pneu-suspensão como possível causa de desgaste irregular tipo segmentado de pneus. Sugeriu-se utilizar como ferramentas matemáticas as análises pelo método dos elementos finitos (M.E.F.) e as análises de dinâmica dos corpos rígidos tipo multicorpos (M.B.S.). Neste trabalho estas ferramentas foram desenvolvidas e corroboradas por testes experimentais em laboratório, pela identificação estrutural das partes, e por provas externas em veículos instrumentados, executadas especificamente para demonstrar a compreensão e interação no fenômeno vibracional.

Na área de Tribologia, foram identificados os esforços dinâmicos na região de contato entre o pneu e o solo em função de condições operacionais, e analisados os possíveis mecanismos de desgaste a baixa severidade. Foram elaboradas hipóteses de como o material reage e é modificado por estes esforços. No período de pesquisa, foi desenvolvida uma nova máquina de desgaste de borracha em colaboração com o Laboratório de Fenômenos de Superfície (L.F.S.), da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, a qual foi utilizada para

comparar o desgaste em diversos tipos de pavimentos brasileiros. Este foi um trabalho inédito que será oportunamente publicado. A máquina de desgaste encontra-se sob pedido de patente. A iniciativa do mestrado, e posterior doutorado, tomou corpo e deu origem a diversos trabalhos de pesquisa em parceria com a Universidade de São Paulo (USP) e com a Universidade de Campinas (UNICAMP).

Na figura 1.3.1 encontra-se um fluxograma que sintetiza a abordagem proposta para a caracterização do comportamento vibracional do sistema pneu-suspensão e sua correlação com o desgaste irregular verificado em pneus dianteiros de veículos comerciais, como proposto neste doutorado. O trabalho é dividido em dois ramos de pesquisa: na primeira parte são caracterizados os esforços dinâmicos transmitidos pelo pneumático, os quais conduzem ao desgaste irregular, e na segunda parte, o estudo dos mecanismos de desgaste propriamente ditos, focados sob a lente da Tribologia.

Figura 1.3.1: fluxograma indicando a estrutura do trabalho de pesquisa

1.4 COMPORTAMENTO VIBRACIONAL DOS PNEUS E SUSPENSÕES

A caracterização do comportamento vibracional dos pneus tem despertado a atenção de vários pesquisadores, quer seja via modelos matemáticos em computadores, quer seja em trabalhos experimentais envolvendo dispositivos específicos em laboratórios, como os vibrômetros laser, ou em provas externas. Os objetivos destes estudos vibracionais estão, na sua grande maioria, correlacionados com geração de ruído (*noise*)^[8, 9], conforto (*ride*)^[10, 11] ou durabilidade (*durability*)^[12, 13]. Na literatura são encontrados com certa facilidade modelos analíticos simplificados para estudar o comportamento vibracional do conjunto pneu-suspensão, geralmente do tipo: massa, mola e amortecedor. São de concepção simples, mas muito úteis nas simulações preliminares de conforto, onde o pneu é representado somente pela sua rigidez radial^[15].

Figura 1.4.1: exemplos de alguns modos de vibrar do pneu de transporte medida 295/80 R22.5 calculados pelo método dos elementos finitos. Acima de 60 Hz o pacote de cinturas e rodagem deixa de se comportar como um anel rígido, isto é, a banda de rodagem deforma-se formando lóbulos^[4, 17].

Outros modelos um pouco mais elaborados, com mais graus de liberdade, estudam o pneu como um anel rígido conectado ao cubo da roda por molas e amortecedores^[1, 2, 16]. Considera

a rigidez e amortecimento nos sentidos radial, longitudinal e torcional, representando os principais modos dinâmicos do pneu no plano vertical. Tais modelos são limitados a aplicações de baixa frequência, de até 100Hz para pneus de automóveis. Em verdade, o pneumático possui uma estrutura flexível que sofre deformações e deflexões mais complexas que não se restringem um plano, com torções e formação de lóbulos em todas as direções. As constantes do modelo do pneu podem ser obtidas experimentalmente ou calculadas com o auxílio do método dos elementos Finitos (M.E.F.), que tem se mostrado bastante útil no estudo vibracional dos pneus.

No caso de pneus de transporte, quando comparados com pneus de automóveis, acontecem deformações na banda de rodagem em frequências baixas. Acima de 60Hz, o pneu de transporte não pode mais ser considerado como um anel rígido, uma vez que, sofre deformações consideráveis nos sentidos circunferencial e transversal. Notar ainda que o número de lóbulos, ou ondas no sentido circunferencial do pneu, aumenta com a frequência natural, nas frequências maiores é maior o número de lóbulos ou ondas (figura 1.4.1).

Figura 1.4.2: análise modal experimental executada com um vibrômetro laser ^[17].

Recentemente, num trabalho em conjunto com a Universidade de Campinas UNICAMP ^[17], foi utilizado um vibrômetro laser (figura 1.4.2), para estudar os modos de vibrar de um

pneumático de transporte. Este trabalho complementou as simulações anteriores^[4, 5], validando as análises pelo método dos elementos finitos. Confirmaram-se os modos de vibrar do pneu de transporte estudado e as respectivas frequências naturais e amortecimentos modais, que anteriormente foram associados, de modo qualitativo, ao desgaste irregular segmentado^[4]. Verificou-se o grau de sensibilidade do pneumático para uma variação de pressão interna e carga aplicada. Salientou-se a importância da correta caracterização dos materiais viscoelásticos, que é o caso dos compostos de borracha, e a sua não-linearidade em função do nível de deformação. Na figura 1.4.3 é possível visualizar um dos modos de vibrar em cerca de 200Hz, associado, por hipótese, nesta tese ao desgaste irregular segmentado.

Figura 1.4.3: modo de vibrar calculado por elementos finitos^[4] em **177Hz**, associado ao desgaste segmentado mostrado na figura 1.1. Em cerca de 200Hz são verificados vários modos de vibrar semelhantes a este, sendo que à medida que aumenta a frequência natural, aumenta o número de lóbulos ou “ondas”.

Deve-se observar a formação de ondas nas laterais da banda de rodagem, região conhecida como ombros do pneu, enquanto que o centro da banda de rodagem permanece praticamente indeformado. Este tipo de geometria deformado do pneu se assemelha em forma com o desgaste irregular segmentado mostrado na figura 1.1.1. Esta é a primeira grande evidência da correlação entre o desgaste irregular segmentado e os modos de vibrar do pneu de transporte.

Outros trabalhos interessantes, publicados recentemente, estão correlacionados com a forma de vibrar do pneu, que resultam na formação de ondas estacionárias no pneumático em rotação e sob carga. CHATTERJEE et al. ^[13], construíram um dispositivo simples e eficiente com um pneu de aeromodelismo (figura 1.4.4), o qual também foi modelado matematicamente como uma membrana toroidal. Com este dispositivo foi possível demonstrar que o pneu rodando sempre vai estar submetido a um certo nível de vibração e formação de ondas, que são imediatamente amortecidas no sentido circunferencial do pneu, a partir da saída do contato do pneu com o solo.

Figura 1.4.4: equipamento com pneu de aeromodelismo utilizado para estudar as ondas estacionárias em pneus: “*standing waves*” ^[13].

Estas ondas, chamadas de estacionárias, por apresentarem uma geometria deformada fixa para um observador estacionário para cada velocidade, são geradas a partir de um pneu rodando sob carga. Dependem da estrutura e modos naturais do pneu, além da velocidade de rotação, a qual vai determinar a frequência de excitação do sistema (figura 1.4.5).

Para cada pneumático é possível calcular uma velocidade crítica a partir da qual as ondas estacionárias (*standing waves*), tornam-se tão grandes, que passam a ser visíveis. Quando atingem este nível de deformação podem comprometer a integridade estrutural do pneu se

permanecerem ativas por muito tempo. O cálculo da velocidade crítica é feito a partir das frequências naturais do pneumático [1, 12, 14]. Para o pneumático de transporte em estudo neste trabalho, de medida 295/80 R22.5, a velocidade crítica calculada está acima de 200km/h. Porém em velocidades menores vai continuar existindo formação de ondas de pequena amplitude.

Figura 1.4.5: formação das ondas estacionárias nas diversas velocidades de rotação em ciclos por segundo (Hz) [13].

Uma das funções do pneu é filtrar as irregularidades da pista, como descrito na sua primeira patente, de 1845, atribuída a Robert William Thomson: “funcionar como um suporte elástico para as rodas, reduzindo a força necessária para a tração do veículo, proporcionando movimentos mais suaves e menos ruidosos” [1]. Neste sentido, o pneu contribui com uma parcela importante do conforto na suspensão do veículo [15].

Dependendo do objetivo do estudo, a análise da dinâmica vertical do veículo faz uso de modelos matemáticos diferentes, alguns mais simples, com poucos graus de liberdade, como no modelo de uma parte do veículo conhecido como “*quarter-car*” [15], (figura 1.4.6), úteis para as primeiras análises vibracionais do conjunto da suspensão, os quais podem evoluir para

modelos mais complexos, com muitos graus de liberdade, representando até os veículos completos, que nestes casos geralmente utilizam a técnica de multicorpos.

Figura 1.4.6: modelo simples do conjunto chassi e suspensão conhecido como *quarter-car* ^[12], onde K_s , K_t e C_s , são constantes de rigidez e amortecimento; M e m são as massas envolvidas; Z e F , respectivamente os deslocamentos e forças atuantes.

Na figura 1.4.7, é mostrado um exemplo de modelo multicorpos do ônibus rodoviário que será utilizado neste trabalho. Refere-se a um ônibus Mercedes Benz, modelo O-371, fabricado no Brasil a partir 1991. Este veículo fez parte da frota da Pirelli e foi escolhido, apesar da idade, por incorporar uma vasta base de dados relativa às provas de desgaste, com milhões de quilômetros rodados, e também por possuir uma suspensão dianteira similar aos ônibus mais modernos, os modelos O-400 e O-500, recentemente lançados no mercado. O ônibus utilizado nos ensaios vibracionais foi totalmente reformado em parceria com a Mercedes Benz do Brasil, trocando-se todos os componentes da suspensão por peças novas, para que não influíssem no desempenho dos ensaios e validação dos modelos (ver anexos).

O modelo matemático tipo multicorpos foi desenvolvido com o auxílio do programa ADAMS®. Este modelo foi utilizado em trabalhos anteriores ^[19] para estudo de dirigibilidade, e será reaproveitado nesta tese para análise vibracional do conjunto formado pelo pneu-

suspensão. O modelo do ônibus O-371 continua em desenvolvimento, para o qual estão sendo elaborados novos modelos de pneu que contemplam efeitos vibracionais acima de 60 Hz, que será detalhado nas propostas para futuros trabalhos.

Figura 1.4.7: modelo multicorpos do ônibus rodoviário utilizado como referência neste trabalho ^[12].

A grande diferença do modelo completo de ônibus deste trabalho, está na inclusão da flexibilidade do eixo, modelada com o auxílio do método dos elementos finitos. Deste modo, foi possível levantar as frequências naturais e modos de vibrar do conjunto da suspensão incluindo os detalhes do eixo.

Como resultado das simulações, verificou-se, por exemplo, que existe uma frequência de torção do eixo dianteiro, em torno de 200Hz, a qual provavelmente deve se acoplar aos modos de vibrar do pneu associados ao desgaste irregular segmentado como aquele apresentado na figura 1.1.1. Apesar do desgaste irregular segmentado acontecer em ambos os lados do eixo dianteiro do veículo, tanto nos pneus dianteiro direito (DD) como no dianteiro esquerdo (DE), é interessante notar que a amplitude da torção do eixo é um pouco maior no lado direito, onde geralmente inicia-se este tipo de desgaste irregular. Coincidentemente, este é o local onde a rigidez à torção do conjunto é menor, uma vez que do lado oposto, no lado esquerdo do veículo, encontra-se o sistema de direção, que aumenta a rigidez do conjunto. Este modo de

vibrar da suspensão dianteira, e o possível acoplamento com alguns modos de vibrar do pneu em torno de 200Hz é outra grande evidência da correlação entre vibração e desgaste irregular segmentado.

1.5 TÉCNICA EMPREGADA PARA IDENTIFICAR E ANALISAR AS VIBRAÇÕES DO CONJUNTO

Nos últimos anos, foram desenvolvidas várias técnicas para a análise de sinais digitais não estacionários, ou seja, aqueles que variam estatisticamente com o tempo. Destaca-se a análise de sinais tempo-frequência^[20]. Alguns dos métodos são bastante sofisticados e podem ser aplicados em casos considerados difíceis, como o do som emitido por um morcego, um caso clássico na literatura, onde ocorre a modulação de frequência complexa em um sinal de tempo curto. No caso da vibração em pneus, as frequências variam mais lentamente com o tempo, e os sinais são mais longos, permitindo-se, portanto, utilizar métodos tempo-frequência mais simples baseados na Transformada de Fourier e na Transformada de Wigner-Ville. A Universidade de Rice, nos Estados Unidos, em parceria com o CNRS, *Centre National de la Recherche Scientifique*, na França, disponibilizam farto material sobre o assunto, incluindo *softwares* de livre acesso, através da Internet[†]. Estas técnicas de processamento de sinais digitais são muito úteis para a análise de sistemas não lineares, visando-se à identificação de acoplamentos de modos de vibrar em certas frequências, como no caso do conjunto pneu-suspensão. A idéia de utilizar estes métodos surgiu por uma sugestão do professor Linilson Padovese, da Escola Politécnica da USP, quando ele estava estudando estes métodos de processamento de sinais tempo-frequência na Inglaterra em 2002, pretendendo escrever um artigo e uma apostila sobre o assunto. O professor Padovese orientou o mestrado que deu

---

[†] CNRS: <http://www.dsp.rice.edu/software/tfa.shtml> Acesso em 24 de fevereiro de 2007.

origem a esta tese de doutorado e, conhecendo os interesses envolvidos, fez as sugestões sobre a utilização do método.

O professor Padovese forneceu figuras mostrando a análise tempo-frequência de sinais de vibração medidas no cubo das rodas dianteiras direitas e esquerdas, para diferentes configurações de pneus (figura 1.5.1).

Figura 1.5.1: análise tempo-frequência de sinal de vibração medidas no cubo-de-roda do ônibus durante aceleração de 50 km/h até a velocidade máxima de 110 km/h, atingida aos 40 segundos. A parte inferior da figura mostra o sinal digital medido.

A prova experimental foi realizada em Agosto de 2000, no ônibus da Pirelli foco deste estudo, na Rodovia Bandeirantes, em São Paulo (anexo B). Estes sinais analisados na figura 1.5.1, foram medidos durante a aceleração do ônibus entre 50 km/h até 110 km/h. Nota-se que, à medida que a velocidade aumenta, num intervalo de tempo de cerca de 40 segundos, quando a

velocidade máxima de 110km/h é atingida, algumas frequências são excitadas em função da rotação do conjunto pneu-roda, ou seja, moduladas em frequência, as quais são observáveis através das linhas inclinadas na parte central figura 1.5.1. Também nota-se a amplificação da aceleração quando o veículo passa, por exemplo, sobre algum obstáculo da estrada, como em torno dos 23 segundos da aquisição. Várias frequências do sistema são excitadas neste instante.

Numa análise rápida deste gráfico notam-se três tipos de fenômenos:

- fenômenos constantes em frequência: provavelmente relacionados com as frequências naturais do pneu, da suspensão, etc.;
- fenômenos constantes no tempo: provavelmente relacionados com choques do pneu com irregularidades no pavimento;
- fenômenos modulados em frequências: relacionados com fenômenos dependentes da velocidade, por exemplo, devido à não-uniformidade do conjunto girante pneu-roda, desbalanceamentos, etc..

Entre outras coisas pode-se observar que a aceleração vertical mostrada na figura, entre 50 e 100 km/h, muda ponto a ponto nas três situações, intensificando-se quando atinge a velocidade maior. Estas observações induzem a pensar que os diversos harmônicos da excitação proveniente das partes girantes aumentam em frequência linearmente com a velocidade, até o ponto que, quando coincidem com as frequências naturais da suspensão, entram em ressonância induzindo movimentos indesejados, que amplificados levam ao desgaste irregular.

No entanto, como a aquisição do sinal nesta primeira prova experimental foi feita a uma frequência de amostragem relativamente baixa para os propósitos desta tese, em 512Hz, pois o estudo visava o conforto em frequências mais baixas, e não o desgaste, esta primeira prova não pôde ser conclusiva, mas foi uma boa evidência e indicação do caminho a seguir. Faltava,

então, identificar quais componentes da suspensão diziam respeito às frequências excitadas nas acelerações amplificadas.

Figura 1.5.2: instrumentação para aquisição de dados e obstáculo triangular utilizado para excitar a suspensão do ônibus na caracterização dos modos de vibrar do conjunto pneu-suspensão. Os resultados desta prova também foram utilizados para elaboração de modelos de pneu como indicado no canto inferior direito.

Foi proposta uma nova prova experimental específica para demonstrar o acoplamento de frequências do pneu com o eixo dianteiro em torno de 200Hz. Na figura 1.5.2 observa-se o ônibus rodoviário Mercedes Benz O-371, novamente instrumentado para provas vibracionais, passando sobre um obstáculo utilizado para excitar as frequências naturais do conjunto. Nesta nova prova, que será detalhada no anexo C, foram utilizadas como obstáculos barras transversais de seção quadrada e triangular. A aquisição de sinais foi feita a uma frequência de amostragem de 1600Hz. Os resultados desta prova futuramente serão utilizados para validar

os novos modelos vibracionais de pneu em desenvolvimento, um deles ilustrado no canto inferior direito da figura 1.5.2.

Figura 1.5.3: Sinal de aceleração no domínio do tempo e respectivo espectrograma

Com a técnica de análise tempo-frequência, figura 1.5.3 e 1.5.4, foi possível verificar que quando o ônibus passa sobre o obstáculo de seção quadrada, no intervalo de 1 a 2 segundos de aquisição, excita várias frequências naturais do conjunto com a predominância daquelas de entre 10-12Hz, características da vibração vertical do eixo dianteiro, e de cerca de 60 Hz, primeira frequência vertical do pneu. Com esta prova vibracional comprovou-se a existência de frequências mais altas, na banda de 200-300Hz, que no decorrer do trabalho serão associadas a modos de vibrar do pneu em forma de onda e modos de torção do eixo.

Espectrograma da Aceleração Vertical no CuboRoda - pneu DE - 100psi - 80km/h - Barra quadrada

Figura 1.5.4: exemplo de análise tempo-freqüência utilizada para identificar as freqüências da suspensão ao superar o obstáculo de seção quadrada em uma velocidade de 80km/h.

1.6 CONTRIBUIÇÕES DO TRABALHO

Para caracterizar o mecanismo do desgaste irregular segmentado em pneus comerciais foi necessário realizar uma incursão por diversas áreas do conhecimento, cujos detalhes teóricos fogem do escopo deste trabalho. As principais contribuições deste trabalho dizem respeito às seguintes áreas do conhecimento.

Tribologia:

- Discussão sobre o atrito dos elastômeros e sua dependência da textura do pavimento e envelhecimento dos materiais, propriedades dos compostos de borracha;

- Caracterização dos mecanismos de desgaste e do desgaste irregular a baixa severidade;
- Proposta de novas metodologias para estimativa do desgaste de elastômeros em laboratório;

Dinâmica Veicular:

- Análise vibracional para verificar o efeito da excitação do pavimento, de desbalanceamentos e não-uniformidades do conjunto pneu-roda em vibrações de média frequência, 100-300Hz, antes desprezadas nos estudos de ruído e conforto;
- Caracterização da interação pneu-pavimento-suspensão possibilitando a melhoria do desempenho do conjunto em termos de aderência e conforto vibracional em um amplo espectro de frequências, até cerca de 800Hz.
- Aplicação de técnicas experimentais para a identificação estrutural e análise modal dos componentes da suspensão, em particular do pneu;
- Emprego da técnica tempo frequência para estudo do acoplamento de modos de vibrar do pneu com a suspensão;
- Proposta de novas provas experimentais em veículos para análise vibracional do conjunto pneu-pavimento-suspensão e validação de modelos MEF e MBS;

Modelagem por Multicorpos:

- Utilização de modelos Multicorpos (MBS) para estudo vibracional em frequências médias, de 100-300Hz, e sua correlação com o desgaste irregular de pneus;
- Proposta para utilização de novos modelos de pneu inseridos em análises MBS para estudo do desgaste, conforto e durabilidade;

Modelagem por Elementos Finitos:

- Proposta de novos modelos de pneus e metodologias MEF em dinâmica para estudo do desgaste de pneus;
- Novas propostas para a caracterização de materiais viscoelásticos para utilização em simulações para análise modal;

2 O DESGASTE DOS PNEUS

Este capítulo detalha a complexidade estrutural do pneumático e suas particularidades com relação ao estudo do desgaste. Ressalta a importância e a dificuldade encontrada na caracterização da aderência pneu-pavimento, onde existem vários pontos de estudo em aberto, carentes de pesquisa. O termo aderência refere-se ao limite máximo da força de atrito desenvolvida entre os pneus e a superfície da camada de rolamento do pavimento. Descreve a estrutura do pneumático e textura de diferentes tipos de pavimentos enfocando o mecanismo da aderência pneu-pavimento, ressaltando a influência das condições operacionais na medição do coeficiente de atrito, que por facilidade de cálculo é admitido muitas vezes como uma constante, resultado da razão entre força resistiva e força normal. Em verdade o atrito deve ser encarado como um mecanismo de dissipação de energia. Conclui que somente um esforço conjunto da comunidade científica, unindo áreas de pesquisa da engenharia mecânica e civil, com o apoio da indústria automobilística e de empresários do setor de transportes, poderá caracterizar adequadamente os fenômenos envolvidos.

2.1 A MECÂNICA DO PNEUMÁTICO E O ESTUDO DO DESGASTE

2.1.1 A estrutura do pneumático

O pneu faz parte de um grupo particular de estruturas mecânicas que trabalham sob tensão, infladas por um fluido, ditas estruturas pneumáticas. Quem já passou pela desagradável situação de ter um pneu furado sabe, na prática, o que isto significa, ou seja, o pneu não funciona sem estar inflado por um fluido, que no caso mais comum é o ar atmosférico. Para conter este ar utiliza-se um composto de borracha butílica vulcanizada: a câmara de ar. Nos pneus sem câmara, a mesma função é exercida pelo “liner” (figura 2.1.1.1), que é o composto de borracha que compõe a camada mais interna do pneu.

O reforço da estrutura, que vai determinar a geometria do pneu inflado, é dado pela carcaça e pelas cinturas, que podem ser, entre outros materiais, de *nylon*, poliéster, *rayon* ou aço. Quando o pneu é feito com carcaça e cinturas em aço, é denominado *all-steel*, que é o caso mais comum dos pneus radiais de transporte para caminhões e ônibus, e o objeto de estudo neste trabalho. A carcaça está ancorada nos frisos, envolvendo-os. Os frisos são geralmente fios metálicos dispostos circunferencialmente na região dos talões (figura 2.1.1.1), que é a parte do pneu que faz contato com o aro. Nos pneus radiais a carcaça está posicionada perpendicularmente ao friso. É constricta circunferencialmente pelas cinturas, as quais limitam as deformações da banda de rodagem na área de contato com o solo, restringindo, por consequência, os escorregamentos localizados que levam ao desgaste. A área de contato do pneu contra o solo é conhecida como “pegada” do pneu, “*impronta*” em italiano, ou “*footprint*” em inglês.

Figura 2.1.1.1: Complexidade estrutural do pneumático.

A banda de rodagem (figura 2.1.1.1) é o composto de borracha, mais externo dos pneus, que cobre as cinturas, e onde são estampados os sulcos que formam os desenhos característicos do pneu, os quais servem para proporcionar tração principalmente no piso molhado. Estes sulcos são chamados de “*grooves*” no inglês e “*incavos*” no italiano.

A banda de rodagem deve atender a diferentes requisitos: aderência no seco e molhado, conforto, resistência à abrasão e à laceração, e ainda apresentar um alto rendimento quilométrico.

Às vezes, o projetista tem que otimizar propriedades divergentes, que entram em conflito. Por exemplo, quando se melhora a resistência à abrasão aumentando-se a dureza do composto, piora o conforto, ou, quando se melhora a aderência, utilizando compostos mais histeréticos, aumenta-se, por conseguinte, a geração de calor, que acelera o envelhecimento do pneu, prejudicando a durabilidade dos compostos de borracha e a resistência ao rolamento. A histerese pode ser definida como sendo a perda de energia através da geração de calor que ocorre em repetidos ciclos de deformação e relaxação. No item 2.2.1, será visto como correlacionar a perda por histerese com o coeficiente de atrito.

A banda de rodagem tem uma grande influência na resistência ao rolamento do pneumático devido ao volume de material e às deformações cíclicas sofridas localmente. A banda de rodagem sozinha é responsável por cerca da metade das perdas de energia por histerese, que por sua vez, compõem de 80 a 95% das perdas por resistência ao rolamento dos pneumáticos ^[1, 2].

Uma referência bastante interessante para quem quer obter mais detalhes da estrutura e da mecânica do pneumático, e suas particularidades de processo e projeto é o livro impresso pelo departamento de transporte americano e editado por S. K. Clark ^[1], recentemente revisado por GENT e WALTER ^[2] e divulgado em CD-ROM.

O pneumático explora de modo muito eficiente as propriedades mecânicas dos compostos de borracha como materiais estruturais. O baixo módulo elástico e o altíssimo alongamento à ruptura, que chega a níveis de até 700%, permitem às borrachas deformarem-se com facilidade adaptando-se às asperezas e ondulações do pavimento. Conferem flexibilidade ao pneu, e proporcionam conforto e dirigibilidade ao veículo. Sua impermeabilidade aos gases

condiciona eficientemente o ar nele contido. Resiste bem às deformações cíclicas, aos cortes e lacerações. Equilibra uma alta aderência a uma boa resistência ao desgaste, conduzindo o veículo por dezenas, até centenas de milhares de quilômetros num nível baixo de resistência ao rolamento, e com bom conforto acústico. O desafio dos engenheiros de materiais é aprimorar cada vez mais estas qualidades com a formulação de novos compostos de borracha.

2.1.2 Elastômeros e compostos de borracha

Os elastômeros, comumente denominados de borrachas, são quaisquer polímeros que tenham o comportamento viscoelástico da borracha natural.

Figura 2.1.2.1: Diagrama ilustrando o conceito de estrutura molecular em cadeia das borrachas ligadas através de um ou mais átomos de enxofre nas chamadas ligações cruzadas, ou *crosslink* [2]. O processo é conhecido como vulcanização. A figura ilustra o poli-isopreno, que compõe a borracha natural.

Os compostos de borracha na indústria de pneumáticos passam pelo processo de vulcanização, onde cada macromolécula liga-se com as outras através de um ou mais átomos de enxofre propiciando elasticidade e a estabilidade das propriedades. Com a vulcanização evita-se a fluência do material em temperaturas altas e sob grandes deformações. PINHEIRO [22] desenvolveu modelos matemáticos em sistemas computacionais para a otimização da vulcanização.

Os pontos onde ocorrem as ligações entre as moléculas dos polímeros são chamados de "pontos de ligação cruzada" ou "*crosslink*". Quanto maior for o número de ligações cruzadas, maior será a dureza e o módulo elástico das borrachas (figura 2.1.2.1).

Enquanto que os metais entram no regime plástico com deformações de 1 a 3%, as borrachas permanecem no regime elástico com deformações elásticas de até 700%. Devido a esta característica as borrachas são materiais ditos hiperelásticos.

Figura 2.1.2.2: Perfil termomecânico dos polímeros ^[1].

As propriedades mecânicas dos polímeros, devido à sua natureza viscoelástica, variam muito com a temperatura. Na figura 2.1.2.2 observa-se o comportamento termomecânico de um polímero. Abaixo da temperatura de transição vítrea (T_g), ocorre o estado vítreo ("*glass state*"), acima de T_f o estado viscoso e entre T_g e T_f o estado viscoelástico (região de trabalho). O T_g de cada elastômero que forma o composto de borracha, juntamente com as propriedades intrínsecas de cada borracha, é importante na engenharia de materiais na hora da formulação dos compostos de borracha adequados para cada aplicação. Na área de pneus é comum a mistura, (*blending*), de mais de um tipo de polímero para obter as propriedades mecânicas desejadas. Aos polímeros são adicionados ainda vários outros materiais para facilitar a processabilidade e melhorar as propriedades mecânicas e resistência ao envelhecimento, em

função ataque do ozônio, oxigênio e das altas temperaturas que degradam as cadeias poliméricas, quebrando e fragilizando a estrutura molecular das borrachas.

A borracha natural, com denominação ASTM de NR, obtida do látex da árvore *Hevea brasiliensis*, possui boa resistência à abrasão e a laceração, excelente resiliência, boas propriedades mecânicas na faixa de -50°C até $+100^{\circ}\text{C}$; mas apresenta baixa resistência a óleos e ao envelhecimento, deficiência que pode ser melhorada com a formulação.

Na figura 2.1.2.3 pode-se observar a resistência mecânica à tração de um polímero amorfo, isto é, sem vulcanização. O comportamento mecânico dos polímeros é dividido em três áreas segundo o tipo de deformação: deformações elásticas (abaixo de T_g), deformações hiperelásticas (entre T_g e T_p), que geralmente é a região de trabalho dos polímeros; e em deformações plásticas (acima de T_p).

Figura 2.1.2.3: Resistência à tração de um polímero amorfo: σ_B é a tensão de fratura frágil, σ_f é a tensão de fluxo a frio ("cold flow stress"), σ_{el} é a resistência a tração no regime elástico e σ_p é a tensão de fluxo plástico. T_B , T_g , T_p e T_f são respectivamente as temperaturas de fragilidade, de transição vítrea, de plasticidade e de fluxo fluido ^[1].

O grau de vulcanização ou “reticulação” do composto, conhecido como *crosslink*, também influi na obtenção das propriedades ótimas para cada aplicação. À medida que se aumenta o *crosslink*, cresce junto a dureza e o módulo elástico do material, e diminui a histerese do material, porém a resistência à laceração e fadiga, bem como a carga de ruptura passa por um ponto de ótimo. O grau de vulcanização é controlado pela formulação, pela temperatura e tempo de cura do material.

Figura 2.1.2.4: propriedades dos compostos de borracha em função do grau de vulcanização ou *crosslink* ^[62].

2.1.3 A viscoelasticidade e o desempenho do produto pneu

Uma característica física muito importante das borrachas é o seu comportamento viscoelástico e a conseqüente histerese, isto é, a geração de calor resultante do atrito viscoso entre as moléculas, liberado durante deformações cíclicas. Esta perda de energia por histerese, ora pode ser encarada como um malefício, pois o calor gerado deteriora as propriedades mecânicas das borrachas, ora pode ser encarado como um benefício, na medida em que esta perda de energia vai compor uma parcela muito importante do atrito das borrachas, como será visto a seguir no item 2.2.

Do comportamento viscoelástico resulta uma defasagem entre a tensão aplicada e a deformação correspondente (fig. 2.1.3.1). É como se tivéssemos um conjunto muito grande de molas e amortecedores ligados em série e em paralelo, modelos físicos associados à estrutura da borracha e seu respectivo comportamento mecânico ditado pela viscoelasticidade.

Figura 2.1.3.1: defasagem entre tensão e deformação em uma solicitação cíclica das borrachas ^[1].

Admitindo-se δ (delta) como sendo o ângulo de fase entre a tensão e a deformação, podem ser definidas algumas grandezas que são importantes na caracterização das borrachas: E' como módulo elástico à tração, E'' o módulo viscoso à tração e E^* como sendo o módulo dinâmico, ou módulo complexo, à deformação cíclica. A área da elipse (fig. 2.1.3.2) é proporcional à perda por histerese. Podem ser utilizadas as mesmas definições para um ensaio dinâmico de cisalhamento, onde os símbolos serão respectivamente: G' , G'' e G^* .

Figura 2.1.3.2: elipse de histerese e a relação dos módulos elástico e viscoso e o ângulo de perda δ ^[2].

Com equipamentos como o Instron Dinâmico e o DMA, *Dynamic Mechanical Analyzer*, obtêm-se os módulos dinâmicos dos materiais e respectiva perda por histerese para diferentes frequências, temperaturas e níveis de deformação (fig. 2.1.3.3).

Figura 2.1.3.3: equipamentos utilizados para obtenção das propriedades dinâmicas dos compostos de borracha utilizadas no desenvolvimento de materiais e simulações.

Na figura 2.1.3.4 observa-se o resultado de um ensaio com o DMA para três compostos de banda de rodagem diferentes (A, B e C), onde se ressalta a influência da temperatura no módulo elástico do material (E') e na histerese (tangente de delta - $\tan \delta$). Notar que tanto o módulo como a histerese, variam muito com a temperatura, podendo ocorrer inversões.

Figura 2.1.3.4: propriedades dinâmicas de três compostos de rodagem (A, B e C) obtidas com o D.M.A..

2.2 O DESGASTE DOS PNEUS - ASPECTOS TRIBOLÓGICOS

O estudo do atrito e desgaste dos compostos de borracha tem sido um desafio para todos os pesquisadores ligados à tribologia dos elastômeros. As provas de desgaste em veículo são custosas e demoraram vários meses. No caso da caracterização do desgaste irregular a baixa severidade, é necessário algumas vezes percorrer mais de 150.000 km para que se tenha uma resposta consistente na comparação de versões diferentes de compostos de borracha. Daí a importância da correta caracterização e a compreensão dos fenômenos envolvidos no estudo do desgaste das borrachas, a fim de que sejam desenvolvidos ensaios representativos e eficazes, tanto no interior dos laboratórios, como em provas externas (*outdoor*).

A Tribologia é a ciência que estuda o desgaste, atrito e a lubrificação. Apóia-se na mecânica, física, química e ciências dos materiais. É um fator unificador e sinérgico à aplicação destes conhecimentos básicos ^[7]. Nos laboratórios de tribologia das universidades, como no LFS da USP, e das empresas, são executados muitos ensaios de desgaste, alguns utilizando equipamentos já normalizados e bastante difundidos como a abrasão DIN 53516, além de outros ensaios com equipamentos gerados a partir de muita pesquisa e desenvolvimento, que aos poucos se tornam padrões para a indústria como o “*Grosch abrader*”, equipamento mostrado a seguir.

A abrasão DIN 53516 tornou-se um ensaio muito difundido na caracterização do desgaste de elastômeros, devido ao fato de que o desgaste geralmente é associado a uma resistência à abrasão (fig. 2.2.1). Neste teste, o corpo-de-prova, um cilindro de borracha, desliza continuamente sobre um tambor com material abrasivo, tipo lixa, por uma distância de 40 metros. A pressão de contato e a velocidade são mantidas constantes durante o ensaio. A resistência ao desgaste é dada pela perda volumétrica ao final do ensaio, medida indiretamente através da perda de massa do corpo cilíndrico. Infelizmente, a abrasão DIN é um ensaio de reprodutibilidade discutível, muito severo quando comparado ao desgaste dos pneus

submetidos a provas de baixa severidade. Este fato explicado por tratar-se de deslizamento contínuo contra uma superfície muito abrasiva, diferentemente do que ocorre com os pneus rodando sobre estradas, onde temos ao mesmo tempo rolamento com escorregamentos localizados na área de contato. A abrasão DIN não representa de modo satisfatório o desgaste em pneus a baixa severidade.

Figura 2.2.1: exemplo de equipamento para execução do teste de abrasão DIN 53516.

O pesquisador GROSCH^[23, 24, 25] desenvolveu um equipamento bastante interessante para estudar o desgaste de elastômeros tentando suplantar as deficiências mencionadas acima da abrasão DIN, de deslizamento puro, muito severo. Idealizou como corpo-de-prova, uma roda de borracha de 80 mm de diâmetro (fig. 2.2.2), que gira pressionada por um braço mecânico contra um disco abrasivo de *corundum* (óxido de alumínio). Um ângulo de deriva com relação à trajetória circular é imposto à roda de borracha, de modo que, ao mesmo tempo em que ela rola contra o disco abrasivo, também está submetida a um escorregamento localizado devido à componente de força lateral, como nos pneus. O equipamento é conhecido como “*Grosch abrader*”, e comercializado pela VMI Holland BV como LAT 100 (*Laboratory Abrasion Tester*).

Figura 2.2.2: Grosch Abrader, comercializada como LAT 100, para desgaste de borrachas.

Apesar dos avanços obtidos com o “*Grosch abrader*”, até o presente momento, não é de conhecimento público nenhum ensaio de laboratório que consiga simular e avaliar de modo eficaz o desgaste de pneus de transporte a baixa severidade, discernindo de forma eficaz o desempenho de variantes de composto de borracha. Deve-se lembrar que o desgaste de pneus não depende somente dos materiais envolvidos, mas também das condições operacionais e ambientais que compõem o tribosistema (fig. 2.2.3), que no caso dos pneus é bem mais complexo.

Figura 2.2.3: Tribosistema: pneu (corpo) + pavimento (contracopo) + meio ambiente..

No caso do desgaste de pneus o tribosistema é mais complexo porque o pneu está sujeito a esforços dinâmicos com numerosas relações de interdependência ^[26, 27]. Sofre influência do circuito, do veículo, da reação do motorista, do tipo de carga transportada. Solicitações que mudam constantemente ao longo da vida útil do pneu, ainda influenciadas por condições climáticas, tais como quantidade de chuva, e sazonais, como verão ou inverno ^[28]. Os esforços atuantes na área de contato do pneu com o solo são o resultado da interação dinâmica entre pneu, pavimento e veículo; por conseguinte, também devem ser considerados e estudados em conjunto. A hipótese deste trabalho é que a interação vibracional dos componentes da suspensão leva a condições particulares de esforços que conduzem ao desgaste irregular, diminuindo a vida útil do pneu.

Como explicado no parágrafo anterior, torna-se difícil definir qual condição operacional deve ser aplicada aos ensaios em laboratório para melhor representar a atuação do pneu em uso, nos diferentes mercados consumidores. Outra grande dificuldade, ponto de atenção nos ensaios em laboratório, está na preparação de corpos de prova que sejam representativos dos pneus

estudados, os quais tenham passado por processos semelhantes ao pneu no que diz respeito à mistura de ingredientes e vulcanização. As borrachas possuem certa “memória” com relação ao processo de fabricação, isto é, devido à sua natureza viscoelástica, suas propriedades finais são influenciadas pelos esforços e temperaturas dos misturadores (*banbury*), calandras e extrusoras empregados na sua fabricação. Portanto, o composto de borracha preparado em laboratório para corpos-de-prova nem sempre representa adequadamente o composto preparado na fábrica. Mesmo utilizando-se compostos processados em fábrica, ainda acontecem diferenças devido à vulcanização e estampagem dos corpos de prova.

Outra dificuldade prática está no fato de o pneu ao rolar sobre um pavimento rugoso, acaba modificando as propriedades dos compostos de borracha da banda de rodagem nas suas camadas mais externas por um efeito termomecânico (fig. 2.2.4).

Figura 2.2.4: mecanismo de deformação e desgaste da borracha sobre pavimento rugoso ^[2, 27].

A pressão de contato pontual gera picos de temperatura instantâneos conhecidos como “*flash temperature*”, que podem chegar até 200°C. O pesquisador Bo Persson ^[29, 30] atribui à deformação cíclica sofrida pela superfície externa do pneu, e conseqüente perda de energia por histerese, como sendo a maior parcela de energia envolvida no atrito dos compostos de borracha. Esta deformação cíclica, segundo Persson, se repete em vários níveis de rugosidade do pavimento, como indicado na figura 2.2.5, como nos fractais. Por outro lado, baseado nas

análises de morfologia do desgaste via microscopia e em análises químicas mostradas no item 2.2.2, acredito que as microdeformações superficiais cíclicas e respectivo efeito termomecânico seja a principal causa da degradação superficial do material da banda de rodagem, que vai influir de modo decisivo no desgaste a baixa severidade, foco deste trabalho.

Figura 2.2.5: Deformação cíclica da borracha segundo a visão de Bo Persson ^[29, 30].

Está em curso o desenvolvimento de uma nova metodologia para uma nova máquina de desgaste para compostos de borracha, criada numa parceria entre o LFS, da Universidade de São Paulo e a Pirelli Pneus, cujo pedido de patente está em andamento. Esta máquina executa ensaios de abrasão diretamente contra discos de asfalto extraído das estradas. O corpo-de-prova é uma roda de borracha maciça, como no “*Grosch Abrader*”, e rola sobre um disco de asfalto com velocidade, temperatura, carga e escorregamento controlados. O escorregamento é definido pelo ângulo de deriva do corpo-de-prova com relação à trajetória.

Figura 2.2.6: máquina para desgaste de roda de borracha contra disco de asfalto.

Com relação aos ensaios em laboratório, ainda existem outros fatores que foram pouco explorados e estudados como, por exemplo, o efeito da umidade e impurezas sobre a superfície das estradas, as quais funcionam como um terceiro corpo no sistema tribológico. No “*Grosch Abrader*” utiliza-se uma espécie de talco para evitar a adesão dos fragmentos de desgaste (*debris*) no disco abrasivo. Não está claro até que ponto este terceiro corpo, os *debris*, influencia no desgaste a baixa severidade.

O estudo do atrito e desgaste das borrachas tomou fôlego nas mãos de vários outros autores nas décadas de 60 e 70^[1, 2, 24- 27]. Um dos pesquisadores que trouxe mais luz sobre o assunto foi Schallamach na Inglaterra com as suas famosas ondas de descolamento na área de contato (“*Waves of Detachment*”) (1971), que acabaram levando o seu nome: “Ondas de Schallamach”^[2] (figuras 2.2.7 e 2.2.8). Schallamach chamou a atenção para a superfície de desgaste, observando que o formato de desgaste (*abrasion pattern*) ampliado de 10 a 20 vezes, possuía a forma de ondas e estava associado ao esforço de cisalhamento entre as superfícies e composição dos materiais.

Figura 2.2.7: Padrões de abrasão em algumas superfícies para as borrachas: natural (NR) e estireno-butadieno (SBR), onde se verificam as ondas de Schallamach ^[2].

Este tipo de morfologia de desgaste, em forma de ondas, está associado a esforços mais severos na superfície de contato do pneu. A deterioração termomecânica, típica de pneus que rodaram em circuitos de baixa severidade, não resulta em desgaste com formação de ondas superficiais de Schallamach. Porém, são observados em regiões específicas onde ocorreu desgaste irregular, indicando que nestas regiões os esforços foram amplificados, por exemplo, por vibrações localizadas. A formação de ondas está associada a mecanismos de fadiga superficial do material deslizando sobre a superfície. Portanto quando houver deslizamento recorrente haverá formação de ondas.

Figura 2.2.8: idealização do mecanismo de formação de ondas de Schallamach no desgaste ^[2].

Outros trabalhos de grande repercussão são os de D. F. Moore ^[31, 32], na Irlanda, na área de tribologia, estendendo seus estudos para os elastômeros. Moore inspirou todos os sucessores afirmando que a força de atrito das borrachas é a soma de duas parcelas: uma parcela devida à adesão e outra devido à perda por histerese nas deformações cíclicas. Este é o conceito que foi adotado por Grosch e mais recentemente por Persson.

Para Moore (figura 2.2.9), as principais componentes da força resistiva de atrito (F_{ATRITO}) dos elastômeros seriam: a adesão, um efeito puramente superficial, e a histerese, desenvolvida na camada mais interna do sólido, próximo à superfície, devido à recuperação retardada da deformação exercida por uma particular aspereza do pavimento.

Figura 2.2.9: principais componentes do atrito dos elastômeros segundo Desmond F. Moore ^[31, 32].

A influência da temperatura e da velocidade no atrito foi detalhada por K. A. Grosch na Alemanha ^[1]. Grosch é o responsável pelo capítulo “*Rubber Friction and Tire Traction*” do livro “*The Pneumatic Tire*”, publicado pelo departamento de transporte Americano, NHTSA, revisado em 2005, uma excelente referência para estudo dos pneumáticos.

Alan G. Veith^[2, 27], contribuiu muito para a tribologia dos polímeros em seus diversos trabalhos publicados na "American Chemical Society - Rubber Division" e nos desenvolvimentos junto à Universidade de Akron. Considerou particularidades químicas dos polímeros e os efeitos do ambiente no desgaste, estudou a correlação do atrito com o desgaste dos pneus, descrevendo suas principais causas^[27]. Implementou o conceito simples e útil de trabalho de atrito, ou trabalho de abrasão, que será utilizado nas simulações por elementos finitos neste trabalho.

2.2.1 O atrito dos pneus

No sentido mais abrangente, atrito é uma resistência ao movimento. Na Física, é idealizado por uma força resistiva associada a uma dissipação de energia. São os mecanismos de dissipação de energia, justamente, que dão suporte ao conceito de atrito, e deles a dificuldade para definir o atrito para os elastômeros, uma vez que a maior fonte de dissipação de energia para os elastômeros é a histerese, a qual depende da temperatura, do nível de deformação e da velocidade (da taxa de deformação, ou frequência). Por conseguinte, o atrito das borrachas depende das mesmas variáveis: temperatura, velocidade e nível de deformação. O nível de deformação está vinculado ao módulo ou dureza do material. A temperatura do pneu e taxa de deformação são influenciados pelas condições operacionais do veículo e pela interação do pneu com o pavimento. Como consequência, na formulação do composto da banda de rodagem, deve-se levar em conta a aplicação e o mercado de utilização. Surgem ainda algumas dificuldades na escolha do composto de borracha: aquele que apresenta bom desempenho no seco pode não ser o melhor no molhado, e quando se encontra um bom compromisso no que se refere à aderência, a escolha pode não ser a melhor para a resistência ao rolamento ou desgaste. O desenvolvimento e a escolha do material adequado requer uma

engenharia de materiais em sintonia com o desenvolvimento do produto pneu e com os fabricantes de veículo, exigindo bastante trabalho em laboratórios e pistas de provas.

No que se refere ao usuário comum de veículos terrestres, quando se fala em atrito de pneu, as primeiras imagens que ocorrem são a capacidade de frenagem e a capacidade controle do veículo em pistas escorregadias, por exemplo, sob chuva, quando é possível acontecer a aquaplanagem, implicando na perda de controle do veículo. O usuário comum, portanto, está preocupado com a segurança, e com toda a razão. O rendimento quilométrico é mensurável pelo usuário comum, mas a aderência e a segurança não são fáceis de avaliar. Para garantir esta segurança os fabricantes de pneumáticos e de veículos executam uma série de provas de frenagem e dirigibilidade, tanto no seco quanto no molhado, seguindo todas as normas locais e internacionais. Depois de aprovados nos testes em pista de prova, os pneus são homologados, e os veículos certificados para as diferentes aplicações.

Os sulcos na banda de rodagem facilitam a drenagem da água e aumentam a pressão média de contato com o solo por diminuírem a área útil, para uma mesma carga vertical. Este aumento médio de pressão facilita o contato da borracha com a rugosidade do pavimento molhado, rompendo a lâmina de água acumulada na superfície do pavimento. Portanto, em pista molhada o aumento da pressão de contato aumenta a aderência; já em pista seca, aumentando-se a pressão média de contato, o coeficiente de atrito diminui de forma mais branda (fig. 2.2.1.1), daí o melhor desempenho dos pneus lisos (*slick*) em corridas esportivas. Porém, deve-se salientar que a queda na aderência ao trafegar em pistas molhadas com pneu liso é muito maior, e mais perigosa, que a queda na aderência ao trafegar com pneus com sulcos em pistas secas. Se a pressão de contato ou a velocidade aumenta, é de se esperar que a temperatura na interface aumente, e com isto ocorra diminuição da histerese do composto (figura 2.1.3.4), e conseqüente redução no potencial de atrito máximo.

Figura 2.2.1.1: variação do coeficiente de atrito do pneu em função da pressão de contato média ^[33].

À medida que o pneu sofre desgaste, diminuindo a profundidade dos sulcos, aumenta a distância de frenagem consideravelmente em pistas molhadas (fig.2.2.1.2). Comprova-se com provas de frenagens que quando os sulcos da banda de rodagem ficam mais rasos que 1,6 mm, caso de veículos de passeio, a segurança em velocidades mais altas fica comprometida de modo crítico. Sofre um aumento exponencial da distância de frenagem, observado na figura 2.2.1.2 ^[34].

Ao longo das laterais da banda de rodagem, os fabricantes de pneumáticos disponibilizam 6 pontos com marcações para o limite de desgaste, chamados de TWI (*Tread Wear Indicator*). São identificados como ressaltos no interno dos sulcos, que indicam o limite mínimo de profundidade. Para pneus de caminhões e ônibus, este limite é 3.2 mm.

Figura 2.2.1.2: distância de frenagem em função da profundidade dos sulcos da rodagem. Fonte: Japan

Automobile Manufacturers Association (JATMA) ^[34].

Por outro ponto de vista, na visão da dinâmica veicular, quando se fala em atrito de pneu, geralmente faz-se referência à capacidade do veículo de fazer curvas, acelerar e frear, obedecendo aos comandos do motorista ou piloto. Por simplificação, no estudo da dinâmica veicular, divide-se a abordagem da aderência segundo a direção das forças atuantes em aderência longitudinal e lateral. A aderência longitudinal, e respectivas forças resistivas, são importantes nas acelerações e frenagens. A aderência longitudinal é estudada em função da porcentagem de escorregamento, ou velocidade relativa do pneu, sendo a situação de roda travada traduzida por 100% de escorregamento. É a situação em que a aderência é a menor possível na interação pneu-pavimento. O valor máximo de aderência é alcançado para uma porcentagem de escorregamento entre 10 a 20% (figura 2.2.1.3). Este princípio é utilizado no

projeto dos freios ABS que tentam manter o pneu na faixa de maior aderência o maior tempo possível, não permitindo o travamento das rodas.

Na figura 2.2.1.3 mostra-se a aderência na frenagem, definida como a relação entre força de frenagem e força normal, em função do escorregamento percentual da roda na frenagem.

Observar que a aderência máxima diminui para as velocidades maiores.

Figura 2.2.1.3: aderência em função da porcentagem de escorregamento. Fonte: Depto. de Transporte do Canadá: Transportation Development Centre (TDC) ^[35].

A força de atrito F_A entre dois sólidos em movimento relativo, de modo geral, é independente dos fatores externos e é proporcional somente à força normal F_N entre as superfícies. O resultado desta lei é:

$$F_A = \mu.F_N \quad (2.1)$$

Desta lei, deduz-se que o coeficiente de atrito μ é independente da pressão de contato e da área de contato. Pode-se mostrar ainda, como no trabalho de Bowden e Tabor ^[36], que o coeficiente de atrito também é independente da velocidade de escorregamento e da temperatura para a maioria dos materiais sólidos.

A força de atrito é explicada assumindo-se que a área de contato “real” entre os sólidos é muito menor que a área “aparente” devido à rugosidade superficial inerente aos respectivos materiais em contato, como consequência, nos pontos de contato de cada aspereza, a pressão é muito alta, e no caso dos metais pode resultar em deformações plásticas que por sua vez vão compor as forças de atrito na interface. Nestas condições a força de atrito é determinada pela resistência ao escoamento e por esforços de cisalhamento na interface. Estas afirmações não podem ser estendidas para materiais não-metálicos. O atrito das borrachas não obedece às leis clássicas de atrito atribuídas a Amontons (1699), as quais em verdade foram anteriormente descritas por Leonardo da Vinci (1452-1519) 200 anos antes. O atrito das borrachas, de modo diverso, depende da força normal, da velocidade e da temperatura entre outras variáveis, cuja particularidade de comportamento têm origem em duas das suas propriedades físicas amplamente estudadas: o baixo módulo elástico (módulo de Young), e a viscoelasticidade.

MOORE^[31, 32], SCHALLAMACH^[25, 26] e GROSCH^[1, 24] são autores muito citados na tribologia das borrachas, com vários trabalhos publicados desde o início da década de 50, correlacionando o atrito às propriedades viscoelásticas dos elastômeros (figura 2.2.1.4), hoje fato amplamente aceito na comunidade científica. PERSSON^[30] confirma a grande dependência do atrito com relação à histerese, que por sua vez é excitada pela aspereza do pavimento (figura 2.2.1.5). PERSSON foi além dos pesquisadores anteriores desenvolvendo modelos analíticos para cálculo da distância de frenagem com freio ABS e demonstrando a importância do histórico da temperatura na superfície de contato com o pavimento através da geração de temperaturas instantâneas no contato, chamadas de *flash-temperature*^[29], que podem atingir valores instantâneos da ordem de 200°C. Certamente estas temperaturas elevadas vão contribuir para a deterioração termomecânica dos materiais (pirólise) na sua camada mais externa, influenciando no desgaste a baixa severidade.

Existem dois princípios de superposição que são importantes na teoria da viscoelasticidade^[32]. O primeiro é o princípio de superposição de Boltzmann, que descreve a resposta do material a diferentes histórias de carregamento. A fluência, ou *creep* das borrachas, obedece ao princípio de superposição de Boltzmann. O segundo princípio de superposição é o princípio de equivalência taxa-temperatura, ou equação WLF (Williams, Landel e Ferry), que descreve o efeito da temperatura na escala de tempo da resposta, ou seja, existe uma correlação entre temperatura e taxa de deformação, entenda-se neste caso taxa de deformação como sendo velocidade de deformação, por exemplo, frequência. Na prática significa que quando executamos um ensaio dinâmico, por exemplo no DMA, em temperaturas baixas, da ordem de 100 graus Celsius negativos, equivale a fazer ensaio numa frequência muito alta. Isto permite construir curvas mestre, *master-curves* (figura 2.2.1.4), indicando as propriedades do material, como o módulo ou histerese ($\tan \delta$), em frequências muito altas de 5.000-10.000Hz, as quais foram levantadas a partir de ensaios executados em frequências menores, de 0.1-100Hz, porém em temperaturas muito baixas. Estas informações do material em frequências muito altas são úteis para as teorias de atrito mais recentes, onde a frequência de excitação esta associada aos comprimentos de onda da rugosidade do pavimento, de centenas de angstroms (Å) para materiais muito lisos como o vidro, até alguns milímetros (mm), na macrorugosidade dos pavimentos asfálticos, como descrito nos trabalhos de PERSSON (figura 2.2.1.5).

PERSSON utilizou o trabalho experimental de GROSCH para demonstrar sua formulação analítica do atrito. Demonstrou que o valor máximo de atrito para a borracha nitrílica (NBR) está correlacionado com a perda de energia por histerese. Os dados experimentais referem-se a NBR deslizando sobre o vidro polido com rugosidade da ordem de 50-100 Å, e sobre carbureto de silício (carborundum 180) com partículas com tamanho aproximado de 0.01cm (figura 2.2.1.4). O comprimento de onda da rugosidade destes contracorpos excita a superfície

da borracha em diversas frequências, segundo a velocidade de escorregamento, obtendo-se deste modo os valores de máximo encontrados experimentalmente figura 2.2.1.4.

Figura 2.2.1.4 : curva-mestre (*master-curve*) do coeficiente de atrito em função da velocidade de escorregamento (*sliding velocity*). Borracha nitrílica (NBR) sobre vidro e carbureto de silício (carborundum 180). As unidades nos respectivos eixos de abscissa dizem respeito à transformada WLF relativa à velocidade de escorregamento [1, 2, 24, 30, 31, 32].

Schallamach foi um dos primeiros pesquisadores a observar que o atrito dos elastômeros diminui com a carga vertical (1952) ^[26]; neste estudo enunciou-se, o primeiro modelo de atrito para as borrachas a partir da fórmula de contato de Hertz e do conceito de área de contato real. Não foi exatamente uma novidade, pois Bowden e Tabor já tinham aplicado a mesma

metodologia para definir o atrito dos metais dois anos antes (1950) e sugeriram sua extensão para as borrachas num congresso em Delft (1951).

Em trabalhos mais recentes sobre a natureza do atrito das borrachas, Persson^[30], confirma a sua grande dependência com relação à histerese, onde a borracha é excitada pelas deformações ao nível das asperezas do solo (figura 2.2.1.5):

Figura 2.2.1.5: (a) Borracha sobre rugosidades de comprimento longo; (b) Devido à adesão, a borracha preenche os vazios na presença de rugosidades menores; (c) Sobre partículas; (d) Sobre água em velocidades baixas^[20].

O atrito das borrachas em superfícies muito lisas, por exemplo, sobre superfícies de vidro, tem duas contribuições, uma parcela devido à adesão desenvolvida na superfície, e outra parcela devido à histerese desenvolvida no corpo da borracha. A contribuição da adesão provém de forças de atração entre a superfície da borracha e o contracorpo, interações de atração fracas, de van der Waals. Para superfícies muito lisas, por causa do baixo módulo elástico dos elastômeros, mesmo quando a força de contato é muito branda, as atrações fracas podem conduzir em um contato completo na interface entre as superfícies resultando em forças de atrito bem altas, como observadas por Schallamach onde o coeficiente de atrito atinge um valor elevado, da ordem de 2 ou 3. Por outro lado, no caso de superfícies rugosas, a contribuição da adesão para o atrito das borrachas é menor como resultado de uma área de

contato menor. Segundo Persson, a área de contato real entre o pneu e a superfície de um pavimento rugoso, é tipicamente da ordem de 1% da área de contato aparente ou nominal ^[29]. Sob estas condições, Persson acredita que a contribuição devido à histerese deva prevalecer, o que pode explicar a evidente dependência da temperatura na aderência pneu-pavimento.

Figura 2.2.1.6: Um bloco de borracha (área pontilhada) em contato com o contracorpo rugoso (área com hachuras). O contracorpo possui rugosidades com diferentes escalas. A borracha tem contato parcial com o contracorpo nas diferentes escalas. Quando o contato é estudado com pequena ampliação ($\zeta=1$) aparenta que o contato é completo contra a macrorrugosidade, mas quando ampliado observa-se que ocorre somente um contato parcial ^[29].

Segundo PERSSON, quando um bloco sólido de borracha desliza sobre uma superfície rugosa rígida, como por exemplo o pavimento asfáltico, a rugosidade desta superfície vai exercer deformações cíclicas, dependentes do tempo, na superfície da borracha, resultando em dissipação de energia na borracha devido aos efeitos da viscoelasticidade. Esta energia dissipada vai contribuir para o atrito por deslizamento. A maioria das superfícies sólidas possui rugosidade em diferentes escalas, numa geometria que se repete como no caso dos fractais: existe a rugosidade, a rugosidade da rugosidade, e assim sucessivamente (figura 2.2.1.6).

Quando se calcula a força de atrito, é necessário incluir a deformação viscoelástica em todas as escalas ilustradas na figura 2.2.1.6. A dissipação de energia por histerese vai resultar em

um aquecimento localizado na borracha atingindo temperaturas muito altas em instantes muito breves, a *temperatura flash*. Uma vez que as propriedades viscoelásticas dos elastômeros são extremamente dependentes da temperatura, é necessário incluir o aumento de temperatura na formulação do atrito, com a sua variação das camadas mais externas para o interno, no corpo da borracha. Para velocidades de escorregamento muito baixas o acréscimo de temperatura no corpo da borracha é desprezível por causa da difusão do calor. PERSSON demonstra que para velocidades de escorregamento maiores que 0.01 m/s, o aumento da temperatura passa a ser importante e resulta em um decréscimo do atrito da borracha, com instabilidades do tipo adere-eskorrega (*stick-slip*). A compreensão destes fenômenos é importante para aplicações práticas que envolvam a aderência pneu-pavimento, em particular para os sistemas de freio do tipo ABS.

A influência da rugosidade superficial do pavimento no atrito das borrachas fica, portanto, dependente da densidade espectral dos perfis de pista, descritos em termos da frequência espacial, conhecida como número de onda ou *wavenumber*, cuja unidade é ciclos por metro. Para a conversão da frequência espacial em frequência temporal, por exemplo em Hz, deve-se multiplicar o número de onda pela velocidade em m/s.

Das informações citadas acima, é possível concluir que o atrito dos pneus depende muito da textura do pavimento. Na literatura é difícil encontrar informações sobre coeficiente de atrito para os pavimentos brasileiros, principalmente para veículos comerciais, onde devido à tensão de contato maior, o coeficiente atinge valores mais baixos. Um dos poucos experimentos que mostram o coeficiente de atrito para veículos comerciais, aparece no trabalho de Shunichi Yamazaki, do *Japan Automobile Research Institute*. YAMAZAKI^[37], que reporta o coeficiente de atrito longitudinal (μ_x) em função da velocidade, infelizmente sem muitos detalhes das condições de prova utilizada. A figura 2.2.1.7 mostra a comparação entre o atrito medido em testes *indoor*, com o atrito mínimo medido em veículos sobre estrada, condição de

pista seca e com roda travada, isto é, 100% de escorregamento. Na figura 2.2.1.8 em pista molhada e roda travada.

Figura 2.2.1.7: coeficiente de atrito longitudinal (μ_x) de pneus comerciais (caminhões e ônibus) em **pista seca**, em função da velocidade. São comparados dados de teste em laboratório sobre máquina (indoor) com dados sobre estrada com roda travada ^[37].

Figura 2.2.1.8: coeficiente de atrito longitudinal (μ_x) de pneus comerciais (caminhões e ônibus) em **pista molhada**, em função da velocidade. São comparados dados de teste em laboratório sobre máquina (indoor) com dados sobre estrada com roda travada ^[37].

Um filme de água sobre o asfalto pode reduzir em muito a aderência dos pneus, chegando a ponto de causar a aquaplanagem (“*aquaplaning*”), situação em que o veículo torna-se incontrolável devido à perda de contato entre pneu e pavimento. O veículo não obedece mais ao comando do volante. A tendência de aquaplanagem depende da espessura do filme d’água, da velocidade, da pressão de contato entre pneu e pavimento e do desenho da banda de rodagem. Os pneus mais largos são mais suscetíveis à aquaplanagem. Nos pneus comerciais, onde a pressão de contato é maior, existe menos probabilidade de aquaplanagem.

Um dos modos mais comuns de medir e estimar a aderência pneu-pavimento é através da distância de frenagem, prova que pode ser executada tanto em pista seca como molhada. Se a prova de frenagem é feita com a roda travada, obtém-se o atrito mínimo (μ_s), que implica em 100% de escorregamento, e quando o teste é feito com ABS, o valor obtido está próximo do valor máximo, ou de pico (μ_p), em torno de 10-20% de escorregamento.

Admitindo-se que a desaceleração do veículo é constante durante a frenagem até sua parada completa, é possível calcular a distância de frenagem em função da velocidade inicial do veículo, ou da variação de energia cinética (ΔE_c) do veículo, igualando-a ao trabalho (E_F) da força de frenagem (F_A) exercida pelos pneus.

Cálculo da distância de frenagem:

$$\Delta E_c = \frac{1}{2}(m \cdot v_1^2 - m \cdot v_2^2) \quad (2.2)$$

$$E_F = F_A \cdot L = \mu \cdot F_N \cdot L \quad (2.3)$$

$$\left. \begin{array}{l} F_T = m \cdot a \\ F_N = m \cdot g \end{array} \right\} a = g \cdot \mu \quad (2.4)$$

$$L = \frac{v_1^2}{2 \cdot g \cdot \mu} \quad (2.5)$$

Onde:

L : é a distância de frenagem;

μ : é o coeficiente de atrito (lembrar que o coeficiente de atrito depende da carga, da velocidade e da temperatura. Para pneus comerciais, de caminhões e ônibus, o coeficiente de atrito pode numericamente valer metade do coeficiente de pneus de veículos de passeio ^[37]);

v : é a velocidade do veículo, admitindo-se v_2 , a velocidade final igual a zero, veículo parado;

g : é a aceleração da gravidade;

m : é a massa do veículo;

F_N : é a força normal aplicada aos pneus.

Frenagem no seco – 60 km/h

Frenagem no molhado – 60km/h

Sensor ótico de velocidade linear

Sensor de velocidade angular

Figura 2.2.1.9: provas de frenagem com o ônibus, com roda travada, em piso seco e molhado a 60km/h.

O cálculo da distância de frenagem é um assunto complexo que envolve outras variáveis que não foram mencionadas acima, como, por exemplo, a eficiência de frenagem, detalhada por CANALE^[63], além da dificuldade de caracterizar o coeficiente de atrito, mencionada anteriormente. As equações acima foram inseridas neste trabalho somente para fazer notar que a variação de energia cinética durante a frenagem é proporcional à velocidade ao quadrado, e que esta energia tem de ser dissipada no contato pneu-pavimento, parte como calor nos deslizamentos localizados da banda de rodagem, parcela de energia associada à componente do atrito proveniente da histerese do material, outra parte é dissipada como ruído e no desgaste da banda de rodagem. Na frenagem em pista seca o calor é tão elevado que se observa à formação de fumaça indicando a deterioração térmica do material (figura 2.2.1.9).

Nas provas de frenagem do ônibus com a roda travada é necessário desativar o freio traseiro, por segurança, de modo a manter a trajetória e o controle do veículo durante a frenagem, que precisa de cerca de 43m para frear no seco e 85m no molhado a 60km/h.

A engenharia civil possui técnicas consagradas para a medição da aderência em vias públicas. Estes métodos consistem na utilização de procedimentos padronizados para medir o coeficiente de atrito diretamente, ou indiretamente via textura do pavimento. Os diversos testes de desempenho do pavimento podem ser reunidos em um índice de aderência único, internacionalmente aceito: o IFI “*International friction Index*”^[40, 41].

Este índice foi um grande passo na direção de especificações de superfícies asfálticas mais seguras. Foi patrocinado pelo PIARC, “Association Mondiale de la Route” ou “World Road Association”^[41], que em 1992, propôs um projeto experimental a fim de harmonizar as medidas efetuadas até então, onde eram utilizados 41 equipamentos diferentes para medir aderência e texturas. O projeto envolveu medidas em 58 localidades diferentes da Espanha e Bélgica. O programa resultou em um banco de dados com mais de 15.000 valores numéricos cobrindo os tipos de superfícies mais comuns, os quais foram utilizados para criar uma escala

comum que quantificasse a aderência no molhado, preservando medidas tradicionais, e até então consagradas. Esta escala comum, baseada em medidas de aderência (*F60*) e textura (*sp*), originou o IFI. O *F60* é uma estimativa do coeficiente de atrito a 60km/h, para um carro de passeio com pneus lisos e rodas travadas. O *sp* (*speed number*), traduz a dependência do atrito com relação à velocidade no molhado, e possui uma forte correlação com a textura.

Figura 2.2.1.10. Pêndulo britânico ou “*british pendulum test*”.

Um dos métodos mais utilizados na determinação do *F60*, é o pêndulo britânico (*British Pendulum Test*), (figura 2.2.1.10). O equipamento mede a absorção de energia em um bloco de borracha com composição padronizada, fixado à extremidade do pêndulo ^[42].

Para a medida da textura, um método bastante difundido e confiável é a mancha de areia (*sand patch test*), (figura 2.2.1.11). Com este procedimento obtém-se a rugosidade média do asfalto ^[43].

No Campo de provas da Pirelli, no mesmo local onde foram efetuadas as provas de frenagem instrumentadas, foram utilizados os procedimentos da engenharia civil para estimativa da aderência pneu-pavimento. Foram realizados os ensaios de campo por meio do método da Mancha de Areia, conforme preconiza a ASTM E-965-96 ^[43], medidas de atrito por meio do Pêndulo Britânico, ASTM E-303-93 ^[42] e obtidos valores de IFI (*International Friction Index*), de acordo com a ASTM E-1960-98 ^[44].

Figura 2.2.1.11: Mancha de areia, ou *sand patch test* ^[45].

A Tabela I apresenta os valores de atrito obtidos por meio de prova de frenagem com roda travada realizada com o ônibus rodoviário, no campo de prova da Pirelli, em pavimento seco e molhado, para uma velocidade de 60 km/h, uma vez que este é o valor referência para o qual o índice IFI converte todos os equipamentos, ou seja, uma estimativa da aderência de um veículo de passeio com pneus lisos e roda travada a 60km/h ^[45].

Tabela I: Resultados obtidos por meio ônibus rodoviário monitorado em provas de frenagem com rodas travadas em pavimento seco e molhado em março de 2003 ^[45]

Pavimento	Atrito Prova Ônibus	IFI (média)
Molhado	0,17	0,23
Seco	0,33	-

Os resultados da Tabela I estão coerentes, uma vez que o IFI é uma estimativa para veículos de passeio e as provas frenagem referem-se a um veículo comercial, onde a pressão de contato

é maior, conseqüentemente, a aderência é menor. A aderência da Pista de Provas neste trecho é propositalmente mais baixa para melhor discernir os pneus na sua fase de desenvolvimento.

Nas simulações dinâmicas de veículos em computador, a aderência entre pneu e pavimento é um fator muito importante. É um fator restritivo para os profissionais da Engenharia Automotiva a falta de valores de referência do coeficiente de atrito para as condições particulares observadas no Brasil. O estudo da estabilidade, dirigibilidade e principalmente na frenagem, fica prejudicado por falta de informações mais precisas e confiáveis a respeito da aderência.

Pode-se resumir este tópico afirmando que a aderência pneu-pavimento é um assunto complexo e de grande importância, onde existem ainda vários pontos de estudo em aberto, necessitando pesquisas, assunto sobre o qual o pesquisador PERSSON está atualmente desenvolvendo seus trabalhos. O desgaste dos pneus está ligado à aderência; portanto, para se estudar o desgaste, é necessário compreender os fenômenos envolvidos no atrito dos elastômeros.

Somente um esforço conjunto da comunidade científica, unindo áreas de pesquisa da engenharia mecânica e civil, com o apoio da indústria automobilística, poderá caracterizar adequadamente os fenômenos envolvidos.

2.2.2 Morfologia do desgaste em pneus

Um dos principais pontos no desempenho do pneu é o seu rendimento quilométrico. Os pneus de caminhões e ônibus de uso rodoviário são projetados para rodarem longas distâncias. Dependendo da abrasividade do pavimento e das condições operacionais do veículo, ele poderá rodar até centenas de milhares de quilômetros. Para que o pneu tenha um alto rendimento quilométrico é necessário que o desgaste seja lento e uniforme. Se o consumo da banda de rodagem for maior em uma região do que em outra, afirma-se que o pneu esta

sofrendo um desgaste irregular. Se a região com desgaste acentuado atingir o limite mínimo de resíduo de banda de rodagem comprometendo a segurança, ou prejudicando de modo relevante o conforto vibracional ou acústico, o pneu deverá ser retirado de serviço prematuramente, reduzindo o seu potencial de rendimento quilométrico.

Existem vários tipos de desgaste irregular. A maioria bem conhecida das pessoas que trabalham na manutenção dos veículos, mas pouco se fala sobre suas causas, e menos ainda dos mecanismos envolvidos. A norma ASTM F 1426-94 (2003) ^[46] faz uma tentativa de classificar alguns dos tipos mais comuns de desgaste irregular, propondo uma nomenclatura para os mesmos (figura 2.2.2.1).

Figura 2.2.2.1: ilustração de alguns tipos de desgaste irregular segundo a ASTM F 1426-94 (2003) numa adaptação com tradução livre extraída da referência ^[2]. As regiões com desgaste acentuado estão representadas nas figuras por áreas claras, sem as hachuras, indicativas do desenho da banda de rodagem.

Apesar do desenho de banda de rodagem e estrutura do pneumático influenciar no desgaste irregular, muitos fatores externos têm uma participação importante na sua formação, entre outros: geometria da suspensão; manutenção do veículo evitando-se folgas, desalinhamentos, desbalanceamentos, amortecedores mancais com problemas; pressão de inflação do pneu incorreta, resultando em pneus subinflados ou sobreinflados; tipo de circuito e pavimento; inclinação da pista; e estilo de dirigir dos motoristas, por exemplo, fazendo curvas em alta velocidade. Todos estes fatores, em separado ou em conjunto, contribuem para o desgaste irregular. Os consumidores que mantêm a manutenção do veículo em dia e a pressão dos pneus como recomendada, certamente vão maximizar o rendimento quilométrico dos pneus.

Nos eixos dianteiros o desgaste irregular pode causar muita vibração, devendo-se nestes casos transferir os pneus dos eixos dianteiros para os traseiros, ou nos casos mais críticos é necessário raspar o resíduo de banda de rodagem dos pneus para posterior reforma. Os desgastes do tipo periódico ou segmentado, geralmente resultam em desconforto vibracional. São caracterizados por saliências e depressões alternadas, que se assemelham com ilhas e vales, distribuídos de forma regular ao longo de toda a direção circunferencial do pneu, outras vezes, somente em parte dele, por exemplo, um quarto de volta, ou em meia volta do pneu (figura 2.2.2.2).

Figura 2.2.2.2: exemplo de desgaste irregular segmentado em pneu direcional de eixo dianteiro.

Nos veículos urbanos, devido às constantes acelerações e frenagens, a abrasão é mais severa, o que de um modo geral acaba impedindo o aparecimento do desgaste irregular segmentado, o qual, por outro lado, é evidenciado em circuitos rodoviários de baixa severidade também chamados de mercados de baixa severidade. O desgaste irregular, portanto, está associado aos mecanismos de desgaste a baixa severidade, mais lentos por natureza. Porém, salienta-se que: uma vez que o desgaste irregular é iniciado, ele não pode ser interrompido, só tende a piorar com o tempo. O desgaste irregular provoca mais vibrações e esforços localizados que por sua vez conduzem a mais desgaste irregular, em um ciclo fechado, que se auto-alimenta.

No começo deste trabalho, quando foram iniciados os estudos sobre o desgaste irregular, existiam muitas dúvidas e hipóteses a respeito dos seus mecanismos. Era difícil entender porque ocorria o desgaste em regiões adjacentes, tão bem delimitadas, como na figura 2.2.2.3. Após ensaios químicos e físicos em laboratório o material mostrou-se homogêneo em toda a circunferência do pneu. Deste modo, a possível explicação para a diferença de desgaste nas regiões adjacentes não estava no material.

Figura 2.2.2.3: pneu com desgaste irregular segmentado. A região “B”, apresenta um desgaste mais acentuado que na região “A”, onde verifica-se uma saliência (*cupping / scallop wear*), resultando em uma região “mais alta”.

Com auxílio de microscopia realizada no laboratório de tribologia da Escola Politécnica da USP (LFS), foi possível verificar que nas regiões de desgaste denominadas “alta” e “baixa” estão submetidos a diferentes mecanismos de desgaste. Na região “alta”, onde o desgaste é menor, verificam-se indícios de degradação termomecânica do material sem formação das ondas de Schallamach ^[25], já na região “baixa”, onde o desgaste é maior, é observada a formação de ondas de Schallamach, indicando um desgaste por deslizamento, associado a escorregamentos localizados.

Figura 2.2.2.4: Microscopia da região com desgaste irregular. A região “Baixa” apresenta um desgaste mais acentuado que a região “Alta”, na região “Baixa” verifica-se a formação de ondas de Schallamach. As microscopias foram efetuadas no Laboratório de Fenômenos de Superfície (LFS), da Escola Politécnica da USP. Quando a borracha sofre a abrasão em função de um deslizamento repetitivo na mesma direção, resulta em uma forma de desgaste com geometria particular em forma de ondas, conhecido como ondas de Schallamach, ou *Schallamach abrasion pattern* ^[2, 25]. É bem diferente da abrasão dos materiais duros, onde são formados sulcos na superfície desgastada, paralelos ao escorregamento. A geometria particular do desgaste em forma de ondas é atribuída à fadiga na sua base. Thomas e Southern, apud Alan Gent Veith ^[2], notaram que as ondas de Schallamach são flexionadas e estiradas, para serem, por fim, arrancadas num processo recursivo muito similar à propagação de fadiga em uma fissura, que avança com um

ângulo θ (figura 2.2.2.5). Segundo VEITH, o modelo de abrasão associado à fadiga, onde é levada em conta a energia envolvida no processo, explica bem o comportamento do polímero estireno-butadieno (SBR), mas não da borracha natural (NR), que tem excelente resistência à fadiga e não tão boa resistência à abrasão, provavelmente devido à cristalização da borracha na ponta da fissura, que é verificada durante o processo de fadiga. Os elastômeros reforçados com negro-de-fumo apresentam melhor resistência à abrasão que não é explicada pelos mecanismos da fadiga mais simplistas. PADOVAN ^[2] efetuou alguns estudos de fadiga utilizando simulações por elementos finitos, onde foi modelado o reforço pelo negro-de-fumo comprovando bom desempenho do reforço. São necessárias pesquisas complementares sobre o assunto. Nenhum dos pesquisadores, até o momento, considerou a geração de calor no processo de abrasão; esta é uma oportunidade para PERSSON ^[30] que segue nesta linha de pesquisa.

Figura 2.2.2.5: Diferentes mecanismos de desgaste no pneu. As microscopias foram efetuadas no Laboratório de Fenômenos de Superfície da Escola Politécnica da USP.

Do mesmo modo como PERSSON ^[29] utilizou a temperatura *flash* para explicar certas características do atrito das borrachas, a geração de calor também deve influir na suas

propriedades mecânicas referentes ao desgaste, principalmente no que diz respeito à deterioração do material nas camadas mais externas, diminuindo consideravelmente a resistência à ruptura. Se no atrito dos elastômeros, segundo Moore, Grosch e Persson, suas principais componentes referem-se à energia dissipada na adesão e na histerese, existe uma terceira parcela de energia dissipada no processo de atrito, ligada ao mecanismo de desgaste, a qual deve crescer em importância para pavimentos mais abrasivos e no caso de materiais com baixa resistência à abrasão.

A formação das ondas dá uma indicação da direção do deslizamento, perpendicular às ondas, e também da intensidade dos esforços (figuras 2.2.2.5 e 2.2.2.6). Esforços superficiais maiores resultam em ondas mais profundas, com maior espaçamento entre elas. É um indicador da severidade do desgaste, aumentando no caso de contracorpos mais abrasivos e borrachas mais macias. Quando os esforços na superfície aumentam a um nível que atinge a resistência ao cisalhamento do material, a remoção de material aumenta abruptamente, não seguindo mais o padrão de formação de ondas.

Figura 2.2.2.6: a direção do escorregamento é perpendicular às ondas de Schallamach ^[2,25].

Acompanhando-se a evolução do desgaste dos pneus ao longo de sua vida útil, é possível verificar que a direção e a grandeza dos esforços acabam mudando com o tempo. O desgaste

irregular, à medida que aumenta de tamanho, pode também mudar de forma. Por exemplo, um desgaste em um bloco isolado pode aumentar e evoluir para um rebaixamento circunferencial de bloco que envolva todo o pneu, ou ainda o desgaste localizado devido a uma frenagem brusca pode fazer com que o pneu comece a vibrar com mais intensidade originando desgastes periódicos maiores. A forma do desgaste (*pattern*) também muda com o tempo. A correlação entre vibração e desgaste será explicada com mais detalhes no próximo item.

Abaixo são registrados alguns fatores que contribuem para o desgaste em geral do pneu, estudados em detalhes por ALAN VEITH^[27], e resumidos na Tabela II, onde são apontados os fatores ligados à estrutura do pneumático, aos materiais e ao ambiente. Estes fatores dizem respeito ao produto como concepção ideal. Coloca-se uma questão sobre estes fatores de outra forma: como as variabilidades dos fatores listados abaixo irão influir no desgaste, e em particular no desgaste irregular? É uma questão para ser investigada pelos fabricantes de pneumáticos, um estudo estocástico para a otimização do produto em busca das soluções mais robustas.

Tabela II - Fatores importantes no desgaste do pneu

1. Fatores construtivos do pneumático
i) Tipologia genérica (radial, convencional);
ii) Desenho da banda de rodagem, relação cheio-vazio;
iii) Geometria do pneumático, relação altura-largura, perfil do molde;
iv) Comportamento mecânico do pneumático (rigidez das cinturas, etc.)
2. Material da banda de rodagem
i) Tipo de borracha (T_g , módulos, etc.)
ii) Grau de reforço (tipo e quantidade de negro de fumo e/ou sílica)
iii) Densidade das ligações cruzadas (DLC)
iv) Resistência ao envelhecimento
3. Ambiente
i) Temperatura do ar e interface (pavimento)
ii) Efeito sazonal (quantidade de chuva, calor, neve, etc.)

Os fabricantes de pneumáticos atuam no projeto no sentido de otimizar o rendimento quilométrico de seus produtos, variando: geometria, estrutura e materiais, variáveis estas, que podem ser levadas em conta em um estudo por elementos finitos, onde é possível considerar a variabilidade de cada um dos fatores.

Até o final da década de 80 não era possível obter, via simulações por elementos finitos, as pressões de contato do pneu com o solo e os conseqüentes escorregamentos. O avanço dos computadores nas últimas décadas permitiu criar programas mais sofisticados e fáceis de utilizar simulando condições mais complexas de condições operacionais, como de um pneu acelerando, freando e fazendo curvas, resultados descritos no próximo capítulo deste trabalho.

2.2.3 Correlação entre desgaste e vibração

A vibração está presente em todos os sistemas mecânicos nas mais diversas escalas de grandeza. No que se refere aos pneus, as irregularidades da pista, os desbalanceamentos, a não-uniformidade do conjunto pneu-roda, e a micro-rugosidade do pavimento podem induzir vibrações que resultarão em esforços localizados na interface pneu-pavimento, as quais vão contribuir para o desgaste.

As indicações mais comuns, que confirmam a correlação entre vibração e desgaste dos pneus, têm origem na prática das pessoas que trabalham com a manutenção dos veículos, que sabem bem que o mau funcionamento dos amortecedores pode conduzir a um desgaste irregular dos pneus, uma vez que este deixa de exercer sua função básica de amortecimento das vibrações das rodas. Certamente os amortecedores convencionais não conseguem atenuar todos os tipos de movimentos das rodas em todas as faixas de frequências. Por exemplo, na direção torcional do conjunto roda-eixo, o único amortecimento disponível é oriundo do pneumático, através dos seus compostos viscoelásticos.

SUEOKA et al. ^[18] fazem parte dos poucos autores a associarem a vibração dos pneus com o desgaste. A maioria dos trabalhos relativos à vibração de pneus está correlacionada com o conforto, estudando vibrações de até 100 Hz, ou com o ruído ^[8, 9], analisando as frequências acima de 500 Hz, sendo que o pneu apresenta picos entre 600 e 1000 Hz. Sabe-se que a maior sensibilidade humana ao ruído está entre 500 e 5000 Hz.

Porém, SUEOKA et al. correlacionam o desgaste periódico, que chamam de poligonal, com o primeiro modo natural do pneu na direção vertical. Será demonstrado mais adiante que este primeiro modo vertical, em torno de 60 Hz para pneus comerciais, é um dos mais fáceis de serem excitados no pneu, mas não tem correlação com as formas do desgaste segmentado (*cupping*), ou poligonal, como descrito por SUEOKA et al. Os autores acertam somente quando afirmam que desgaste poligonal pode ser auto-excitado pelo pneu rodando, mas erram quando descrevem como isto acontece, assumindo que o número de lóbulos no desgaste, que eles chamam de “número poligonal de desgaste”, pode ser encontrado dividindo-se a primeira frequência vertical pela velocidade rotacional do pneu.

Figura 2.2.3.1: desgaste poligonal auto-excitado, incluindo excitação forçada pelos sulcos transversais localizados nas laterais (ombros) do pneu, segundo SUEOKA et al. ^[18].

É possível explicar, de um modo simples, a correlação entre vibração e desgaste: sabe-se que, na entrada do contato do pneu com o solo, a banda de rodagem se comprime acumulando energia, a qual será liberada em sua quase totalidade na saída do contato, resultando em escorregamentos localizados e conseqüente desgaste na saída do contato com o solo. Para ilustrar o mecanismo do desgaste vinculado à vibração, imaginar uma régua transparente e um pedaço de borracha depositado sobre a régua. À medida que uma das extremidades da régua é gradualmente levantada, chega-se a um ponto em que a força de gravidade vence a força de atrito, então a borracha começa a escorregar ao longo do plano inclinado, este ponto é o limite de aderência da borracha sobre a régua inclinada. É um experimento clássico. A tangente do ângulo de inclinação da régua com o plano indica o coeficiente de atrito estático. Levantando-se novamente a extremidade da régua, mas desta vez parando antes que a borracha comece a escorregar, e neste instante dando um golpe seco na régua, de modo que a régua comece a vibrar. É possível verificar que a borracha começará a escorregar com um ângulo de inclinação menor que o anterior, isto é, a vibração da régua faz com que a borracha escorregue com mais facilidade. Se fizermos uma correspondência desta borracha sobre a régua com os blocos da banda de rodagem do pneu sobre a estrada, chega-se à conclusão que as vibrações na saída do contato do pneu com o solo, sendo o pneu um corpo flexível, irão facilitar os escorregamentos, liberando a energia acumulada na entrada, conseqüentemente aumentando a abrasão no local. Deste modo, podemos indagar que os amortecedores com problemas, uma estrada muito irregular, desbalanceamentos e excentricidades do conjunto pneu-roda, estão entre as causas de vibração e, portanto, de perda de aderência, que muito provavelmente conduzem a um aumento da taxa de desgaste, e em alguns casos resultam em desgaste irregular localizado, quando a fonte de vibração estiver associada ao conjunto rotativo.

Influência da uniformidade do pneu

É usual entre os fabricantes de pneumáticos, testar os pneus da produção no que diz respeito à uniformidade, cujos limites são geralmente definidos pelo departamento de qualidade em acordo com a engenharia de produto e montadoras de veículos. Uma das máquinas mais comuns, empregadas na avaliação da uniformidade, é a Akron Standard, ASM-D90^[47] (figura 2.2.3.2).

Figura 2.2.3.2: máquina da Akron Standard^[47] utilizada para avaliar a uniformidade do pneu (ASM-D90).

O objetivo do teste consiste em medir e avaliar a variação das forças radial (RFV) e lateral (LFV), além da excentricidade (RRO) do pneu. Para a análise dos dados utiliza-se a Transformada de Fourier dos sinais obtidos, comparando-se a contribuição de cada harmônico do sinal obtido na medição com os limites pré-estabelecidos (figura 2.2.3.3). É admitido que à medida que o pneu roda, cada componente harmônico vai excitar o pneu numa velocidade angular correspondente ao harmônico, isto é, o primeiro harmônico corresponde a uma excitação em cada volta, o segundo harmônico a duas excitações por volta, o terceiro a três, e assim sucessivamente.

Figura 2.2.3.3: variação da força radial (RFV). decomposição em harmônicos ^[2].

Nestas máquinas mais antigas e mais comuns, o pneu é avaliado em uma velocidade relativamente baixa, de cerca de 10 km/h. Na área de pesquisa, como veremos mais adiante, são utilizadas máquinas que medem a uniformidade em alta velocidade.

A variação da força radial está associada à variação da rigidez radial do pneu sob carga (figura 2.2.3.3), quando defletido na área de contato.

Figura 2.2.3.3: variação da força radial como consequência da variação de rigidez radial ^[47].

Na simulação do veículo completo, no capítulo 3, será visto que a frequência natural da massa-não-suspensa, composta do conjunto eixo, rodas, etc., está situada na faixa de 10-12Hz.

Uma vez conhecido o raio de rolamento do pneu, é possível calcular a velocidade de excitação

da massa-não-suspensa devido a uma não uniformidade do conjunto pneu-roda. Para o pneu em estudo, 295/80 R22.5, no eixo dianteiro do ônibus MB O-371, sob uma carga de cerca de 2440 kgf, pressão de 100psi, o raio de rolamento é 0,493m, deste modo o primeiro harmônico irá excitar o conjunto do eixo dianteiro numa velocidade de cerca 110-120 km/h e o segundo harmônico numa velocidade de cerca de 55-60 km/h (figura 2.2.3.4). Notar que o raio de rolamento dinâmico do pneu pode variar levemente com a velocidade.

Figura 2.2.3.4: gráfico indicativo da influência dos harmônicos de uniformidade (1 a 10) em função da velocidade de rotação do pneu. A não-uniformidade do conjunto pneu-roda excita vibrações no eixo (10 a 12Hz) a cerca de 55-60 km/h (pelo segundo harmônico) e a 110-120 km/h (pelo primeiro harmônico). A faixa vermelha representa a primeira frequência natural vertical do pneu de em cerca de 60Hz.

Foi feita uma prova experimental no ônibus, colocando-se acelerômetros no eixo dianteiro, de modo a comprovar o aumento da amplitude da aceleração vertical nas velocidades de 60 e 110 km/h, onde o segundo e primeiro harmônicos, respectivamente, coincidem com a frequência de 10-12 Hz do conjunto do eixo dianteiro (figura 2.2.3.5).

Figura 2.2.3.5: gráfico comparativo da aceleração vertical no eixo dianteiro, medido lado direito, para dois pneus com uniformidades diferentes (linhas em azul e vermelho), em diferentes velocidades. As linhas inclinadas verdes são para salientar os harmônicos do conjunto rotativo. Prova executada na rodovia dos Bandeirantes, em trecho retilíneo com auxílio da EPUSP (Anexo B).

Os jogos de pneus utilizados nas provas vibracionais externas com o ônibus foram selecionados como uniformidade utilizando-se a ASM-D90. A prova foi executada na rodovia dos Bandeirantes, em retilíneo. Alguns dos pneus utilizados na prova também foram testados na máquina de uniformidade de alta velocidade, confirmando a validade dos dados encontrados com a ASM-D90. A máquina de alta velocidade fornece informações bastante interessantes a respeito da uniformidade dos pneus, sendo possível visualizar a excitação de alguns modos naturais do pneu, em particular do primeiro vertical, pelos vários harmônicos de uniformidade.

Os espectrogramas a seguir (figura 2.2.3.6) nos mostram a amplitude da força vertical na máquina de uniformidade a alta velocidade, de 20 a 125 km/h, no eixo de abscissa estão as

freqüências, onde é possível observar a ressonância do pneu com grande amplitude na primeira freqüência natural vertical em torno de 58 Hz.

Figura 2.2.3.6: espectrograma mostrando a amplitude e as freqüências da força vertical em uma prova de uniformidade à alta velocidade, de 20 a 125 km/h, para o pneu medida 295/80 R22.5. Observar a excitação da primeira freqüência natural vertical em cerca de 58Hz.

A primeira freqüência natural medida na máquina de uniformidade a alta velocidade, em cerca de 58 Hz, está muito próxima do valor calculado com o modelo a elementos finitos, de 57Hz. Esta freqüência foi confirmada posteriormente com as medições executadas com o vibrômetro laser (LDV), na UNICAMP.

O primeiro e segundo harmônicos, geralmente são as componentes mais importantes para seleção dos pneus por uniformidade, que seguem as especificações das montadoras. Os dois primeiros harmônicos, na velocidade de marcha do veículo, atuam na faixa de freqüências naturais da suspensão até os 15Hz, de modo a induzir vibrações verticais as quais podem

prejudicar o conforto. O ser humano é mais sensível a vibrações na faixa de 4-8Hz (abdome) e entre 10-20Hz (cabeça) ^[48]. Existem várias fontes de vibrações nos veículos no que se refere ao conforto ou *ride*, de 0 a 25Hz, e ao ruído, de 25 a 20.000Hz. As fontes de vibração podem ser classificadas basicamente em duas categorias, segundo Gillespie ^[15]: fontes externas ao veículo, sobretudo devido às excitações do pavimento (*road roughness*), e fontes internas ao veículo (*on-board*), que derivam dos componentes rotativos, incluindo-se, portanto, motor, sistema de transmissão e conjunto pneu-roda. A faixa de vibrações entre 25 e 100Hz, é mais conhecida como *harshness*, é sentida como uma perturbação tátil em forma de vibração. Neste trabalho será dado um foco especial às vibrações oriundas do pavimento e respectivo perfil de pista, uma vez que o pavimento é um grande indutor de vibrações no pneu e suspensão do veículo.

2.2.4 Influência dos pavimentos e perfil de pista

O pavimento é uma das principais fontes externas de vibração e ruído para os veículos. Com relação ao pneu, nas frequências até 150Hz, o pavimento vai perturbar o sistema pneu-suspensão na área de conforto e na aderência no sentido de manter o pneu em contato como solo o maior tempo possível, aproveitando ao máximo a área de contato disponível. Nas frequências entre 150 a 300Hz o pavimento começa a interferir em vibrações secundárias do conjunto pneu-suspensão, as quais não incomodam muito ao ser humano como desconforto tátil ou auditivo. Nesta faixa, por hipótese desta tese, as vibrações vão contribuir para o desgaste irregular dos pneus. Nas frequências entre 300 e 5000Hz, o pavimento volta a causar perturbações que incomodam o ser humano no campo acústico, faixa sensível da audição humana. E por fim de 5.000 a 10.000 Hz, a perturbação do pavimento, através da sua microtextura, irá contribuir para o coeficiente de atrito dos pneumáticos, como visto

anteriormente. Sintetizando, o pavimento atua nas vibrações em várias escalas de grandeza, num amplo espectro de frequências.

Faixa de influência do pavimento (perfil de pista) na interação pneu-pavimento como fonte de vibração	
0–150 Hz	• Conforto (<i>ride, harshness</i>); • Aderência (manutenção do contato pneu-pavimento) • Muito sensível ao ser humano na faixa de 4-20Hz;
150–300 Hz	• Vibrações secundárias do conjunto pneu-suspensão (pode causar desgaste irregular, hipótese desta tese); • Não é muito sensível ao ser humano;
300–5000 Hz	• Conforto acústico, geração de ruído (<i>noise</i>); • Bastante sensível ao ser humano na faixa de 500-4000Hz como ruído;
5000–10000Hz	• Influência no coeficiente de atrito, na parcela de perda por histerese dos compostos de borracha; • Importante para frenagens com sistema ABS ^[49];
Obstáculos na Pista	• Excita todo o espectro de frequências; • Afetam a aderência e o conforto acústico • Vibração de alta intensidade, 25-100Hz (<i>boom</i>);

Muitos esforços de engenharia são alocados ao projeto da suspensão, tendo como base o comportamento dinâmico das estruturas, para isolar o chassi das vibrações, melhorando o conforto dos passageiros, e ainda para garantir a segurança, promovendo melhor condição de aderência no contato pneu-pavimento. No caso da otimização do conforto, são muito importantes os conhecimentos e o estudo da percepção humana às vibrações e respectivos níveis de tolerância.

As irregularidades da pista podem ser determinísticas ou aleatórias; eventuais, como no caso das imperfeições no pavimento, buracos, lombadas, ou inerentes, com variações randômicas de perfil, provenientes do próprio processo construtivo e do material da via.

A rugosidade do pavimento é descrita pela sua elevação com relação a uma referência seguindo-se por uma linha imaginária. Admitindo-se que as propriedades estatísticas do pavimento são isotrópicas, portanto, invariantes no sentido translacional, e sendo o sinal randômico, ele pode ser decomposto pela Transformada de Fourier (figura 2.2.4.1) em uma somatória de senóides, variando em amplitude e fase, como visto no caso da uniformidade do pneu na figura 2.2.3.3.

Figura 2.2.4.1: densidade espectral (PSD) típica de um perfil de pista em função do número de onda. Correspondente a um comprimento de onda de 61m (200 pés), à esquerda, para o número de onda 0.005 ciclo/pé (0.016 ciclo/m), e 0.6m (2 pés), à direita, para o número de onda 0.5 ciclo/pé (1.6 ciclos/m). Figura adaptada de Gillespie ^[15].

A forma mais comum de representar o perfil de pista é através das suas amplitudes, pela densidade espectral média quadrada (*Power Spectral Density, PSD*) em função da frequência espacial, isto é, o do número de onda (*wave-number*), traduzido como números de ciclos por

unidade de comprimento (figura 2.2.4.1)^[15]. Nesta figura observa-se a comparação de um pavimento de concreto, cimento Portland, com dois pavimentos asfálticos, a PSD inferior se refere a um asfalto bastante liso, notadamente para os números de onda maiores.

A PSD média das propriedades dos pavimentos, pode ser representada por equações passíveis de serem inseridas em modelos analíticos como em Gillespie^[15]. Para a conversão em frequência temporal, basta multiplicar o número de onda pela velocidade do veículo.

Do gráfico da figura 2.2.4.2 fica fácil verificar quais frequências serão excitadas pelo pavimento e respectivas amplitudes. Derivando-se a elevação, que é um deslocamento na vertical com relação ao tempo, é possível determinar as velocidades e acelerações.

Figura 2.2.4.2: densidade espectral (PSD) em frequência temporal (Hz) para um veículo, trafegando a 80km/h, para a pista real medida e como média, adaptado de Gillespie^[15].

PERSOON^[29] utiliza o mesmo conceito empregado por GILLESPIE para caracterizar o perfil do pavimento na sua formulação analítica do coeficiente de atrito, sendo que neste caso, o espectro de frequências diz respeito à macro e microtextura do pavimento, onde “q” é o “vetor

de onda” baseado na altura da rugosidade superficial com relação a um plano de referência, e $C(q)$ a respectiva densidade espectral. PERSSON assume que as propriedades estatísticas da superfície do pavimento são isotrópicas, portanto, transversalmente invariantes. Em princípio, com estas informações sobre o pavimento é possível através da engenharia de materiais projetar um composto de borracha para a banda de rodagem que tenha um atrito máximo, via parcela de histerese, para a determinada frequência de excitação do pavimento calculada pelo número de onda e velocidade de escorregamento.

Figura 2.2.4.3: comparação da densidade espectral $C(q)$ da rugosidade de dois pavimentos asfálticos representados pelo vetor de onda “ q ”. A inclinação da curva determina o expoente de fractal, uma geometria que se repete em forma, característico da superfície, utilizado na formulação do modelo ^[60].

A metodologia de caracterização topométrica desenvolvida por PERSSON (figura 2.2.4.3) em colaboração com OLIVER ALBOHR ^[49], pesquisador da Pirelli na Alemanha, foi aplicada em alguns tipos de pavimentos brasileiros (figura 2.2.4.4), complementando um trabalho de pesquisa em desenvolvimento, onde participam professores da USP e UNICAMP, além de outras empresas, entre elas a Pirelli Pneus, cujo objetivo é desenvolver pavimentos mais seguros e duráveis sem prejudicar o conforto acústico e rendimento quilométrico dos pneus.

Nos estudos iniciais, ainda não publicados, foram efetuadas provas de ruído interno com torso acústico, de frenagens com ABS no seco e molhado, e provas complementares de desgaste em laboratório, na máquina que será descrita no item 2.2.5. Os dados de frenagem foram comparados com ensaios de campo padronizados pela engenharia civil agrupados no IFI. O IFI tem demonstrado sua validade na estimativa de aderência em pavimentos molhados, sendo bem representativo dos ensaios de frenagem em rodovia com veículo. MÁRCIA APS ^[40] avaliou a textura e o atrito em doze tipos de revestimentos asfálticos brasileiros, de características distintas, demonstrando a validade de uso de equipamentos portáteis na determinação dos valores de IFI, de modo que este índice seja um instrumento prático para as entidades responsáveis pelas rodovias brasileiras no controle da aderência em pistas molhadas.

Figura 2.2.4.4: fotos da caracterização topométrica de quatro tipos de pavimentos brasileiros.

Na figura 2.2.4.5, são mostrados os gráficos de densidade espectral obtidos através do método topométrico desenvolvido na Universidade de Darmstadt, na Alemanha, baseado no princípio de projeção ^[49]. Para a caracterização da superfície, uma malha (*grid*) é projetada sobre ela. O projetor e a câmera são instalados em ângulos previamente definidos.

Figura 2.2.4.5: PSD da caracterização topométrica de quatro tipos de pavimentos brasileiros.

Os pavimentos do tipo TSD (tratamento superficial duplo) e Micro Revestimento, são aqueles que apresentaram maior potencial aderência no molhado. No seco, a vantagem diminui. Fica o dilema, estes pavimentos foram os mais ruidosos, aqueles que apresentaram maior tendência de desgaste de pneu nos testes de laboratório. Outro ponto a ser investigado é que os pavimentos mais rugosos aumentam a resistência ao rolamento do pneu, e portanto, aumentam o consumo de combustível do veículo. A solução ótima só virá do trabalho de pesquisa e desenvolvimento de uma equipe multidisciplinar, que busque soluções ideais para as condições tão particulares das rodovias brasileiras.

2.2.5 A nova máquina de desgaste de borracha sobre disco de asfalto para laboratórios

Da parceria entre a Universidade de São Paulo e a Pirelli Pneus para estudo do desgaste irregular, um dos bons frutos foi o desenvolvimento de uma nova máquina de desgaste em laboratório utilizando rodas de borracha sobre discos de asfalto. A abrasão DIN 53516, os testes de pino-contradisco, tradicionais nos laboratórios de tribologia, não são adequados para estudar o desgaste dos pneus a baixa severidade. É importante que se reproduza, simultaneamente, rolamento e escorregamento, e de preferência sobre uma superfície real, e não sobre lixas ou discos abrasivos comerciais, como de costume. Nos itens anteriores foi salientada a importância do pavimento na caracterização do atrito e desgaste. Uma solução no mercado para a questão de rolamento e escorregamento simultâneos é o *Grosch Abrader*, denominado comercialmente de LAT 100 (figura 2.2.2). A máquina LAT 100, desenvolvida por K. Grosch^[23], tem como objetivo reproduzir em seus ensaios as condições de desgaste de pneus utilizando-se para isso de corpos-de-prova com 80mm de diâmetro rodando sobre uma superfície abrasiva feita de corundum. Devido à sua concepção e ao contracorpo utilizado em seus testes, a máquina LAT 100 é mais apropriada para testes de compostos de borracha usados em pneus de passeio, onde a severidade é maior, devido à própria dinâmica do veículo e as condições de uso.

Para simular o desgaste dos compostos empregados em pneus comerciais sob condições de baixa severidade, condição predominante, é necessária a aplicação de cargas maiores, além de um contracorpo que reproduza melhor o asfalto encontrado em rodovias. Neste sentido, foi desenvolvida uma máquina que usa como contracorpo discos de asfalto extraídos diretamente das rodovias, permitindo testar pavimentos nos diversos estágios da sua vida útil. As cargas e ângulos de escorregamentos foram devidamente projetados para reproduzir as condições operacionais de veículos comerciais, em uma construção simples e robusta (figura 2.2.3).

Nos últimos anos, após muitos ensaios e provas externas em veículos, ficou comprovada a eficácia da máquina de desgaste para estudar o desgaste de pneus. Porém, ainda existem vários pontos a serem investigados a respeito dos fatores que influem no desgaste, como umidade, temperatura e degradação pelos raios ultravioletas e oxidação (*aging*), visando reproduzir das condições extremas de um país tropical como o Brasil.

A máquina de desgaste de roda de borracha sobre disco de asfalto possui muitas inovações com relação aos equipamentos disponíveis, mostrou-se bastante útil no estudo do desgaste a baixa severidade, mas possui ainda uma limitação, que é o ponto central desta tese, a qual ainda não foi superada por nenhum equipamento de teste: a importância da interação pneu-pavimento-suspensão no campo vibracional, que conduz ao desgaste irregular e à redução do potencial de rendimento quilométrico do pneu.

Na figura 2.2.5.1, são apresentados os resultados comparativos dos pavimentos anteriormente descritos, utilizando-se a máquina de desgaste de roda de borracha sobre disco de asfalto. O pavimento denominado TROWS, faz parte de uma amostra de pavimento europeu, do projeto de mesmo nome, TROWS (*Tyre and ROad Wear and Slip assessment*), patrocinado pela Comunidade Européia com o objetivo de estudar aderência e desgaste. Consta neste trabalho como uma referência, uma vez que no projeto foi utilizado o *Grosch Abrader LAT 100*, cujo corpo-de-prova é semelhante ao da máquina de desgaste sobre disco de asfalto. O projeto TROWS é focado no desgaste, e o VERT (*VEhicle-Road-Tyre interaction*), estuda a aderência na presença de água, neve e gelo, existem ainda os projetos VERTEC[‡] (*VEhicle, Road, Tyre and Electronic Control systems interactions*) e FRICTION. Os dois primeiros projetos (TROWS e VERT) deram impulso a uma série de outros projetos, suportados pela

---

[‡] O projeto VERTEC possui indicações para os outros projetos, ver “*Related links*”. Disponível em: < <http://www.vertec.hut.fi/index.html> >. Acesso em: 25 fev. 2007.

Comunidade Européia, visando-se à segurança e desempenho dos veículos terrestres. Todos eles utilizando a fundo os recursos de simulações e modelos matemáticos, corroborados por um conjunto significativo de testes em laboratório e provas sobre estradas. Acredito que faltam iniciativas deste tipo no Brasil que incentivem a interação entre os vários laboratórios e pesquisadores em trabalhos multidisciplinares.

Figura 2.2.5.1: resultado comparativo de desgaste para os quatro tipos de pavimentos brasileiros apresentados anteriormente. O pavimento denominado TROWS, é uma referência européia de um projeto denominado TROWS (*Tyre and ROad Wear and Slip assessment*).

Juntamente com esta nova máquina de desgaste foram desenvolvidas diversas metodologias de ensaio que permitem associar o desgaste em laboratório com as condições operacionais dos veículos mais próximas da realidade, economizando-se muito tempo no desenvolvimento de novos materiais. A metodologia proposta no item a seguir, por exemplo, permite comparar a taxa de desgaste em laboratório com o desgaste médio medido em provas externas com veículos, e posteriormente utilizar os valores de resistência à abrasão, em modelos por elementos finitos que serão explicados no capítulo 3.

2.2.6 Taxa de desgaste por rolamento (TDR)

Com intuito de determinar um parâmetro de comparação do desgaste obtido em laboratório com as provas externas sobre estrada, neste item é proposto um método para cálculo de uma taxa de desgaste específica, aqui denominada de taxa de desgaste por rolamento (TDR).

Tomando-se, como exemplo, a condição operacional do ônibus rodoviário MB-O371 transportando sua carga máxima, o pneu em estudo de medida 295/80 R22.5, inflado com pressão interna de 0.86 MPa (125psi), fica submetido a uma carga vertical de 2600Kg, resultando em uma área de contato de aproximadamente 34.000mm² (figura 2.2.6.1). O raio do pneu sob carga nestas condições é de aproximadamente 499mm.

Figura 2.2.6.1: pressão de contato do pneu com o solo para a carga de 2600kgf e pressão interna de 125psi. O software TireScan da empresa Tekscan, fornece a pressão e a área de contato.

Por outro lado, para o corpo-de-prova (CP) de diâmetro 78.3mm a área de contato é aproximadamente 170mm². Notar que o CP encolhe cerca de 2%, uma vez que o diâmetro do molde é 80mm.

Taxa de Desgaste por Rolamento (TDR):

$$TDR = \frac{m_a \times 10^6}{A_0 \times n_c} \quad (2.7)$$

onde:

$TDR = \text{Taxa de desgaste por Rolamento (mg/mm}^2 \text{ por milhão de ciclos)}$

$m_a = \text{perda de massa acumulada (mg)}$

$A_o = \text{área de contato estática inicial (mm}^2 \text{)}$

$n_c = \text{número de ciclos}$

Pode ser escrita como:

$$TDR = \frac{m_t \cdot 2\pi \cdot R_s \cdot 10^3}{A_o} \quad (2.8)$$

onde:

$m_t = \text{perda de massa por distância (mg/km)}$

$A_o = \text{área de contato estática inicial (mm}^2 \text{)}$

$R_s = \text{raio estático (m)}$

Figura 2.2.6.2: mapa de deformações e pressão de contato do corpo-de-prova (CP) da máquina de desgaste sobre disco de asfalto. A modelagem do CP permite a comparação e ajuste dos esforços na máquina de desgaste, de modo a representar a condição do pneu real sob carga no veículo.

Para o pneu, com perda de massa média de 50-100 mg/km, resulta:

$$TDR = \frac{70.2\pi.(0,499).10^3}{34000} = 6,46 \text{ (mg/mm}^2 \text{ por milhão de ciclos)}$$

Para o CP, com perda de massa média de 10-50 mg/km, resulta:

$$TDR = \frac{30.2\pi.(0,0783/2).10^3}{170} = 43,41 \text{ (mg/mm}^2 \text{ por milhão de ciclos)}$$

Pode-se concluir que as provas em laboratório (máquina de desgaste tipo USP) são em média quase sete vezes mais severas que o desgaste calculado para o ônibus rodoviário.

3 MODELOS MATEMÁTICOS E SIMULAÇÕES

Este capítulo analisa com maiores detalhes os modelos computacionais utilizados neste trabalho para a caracterização dos esforços na interação veículo-pneu-pavimento. É dividido em três partes: a primeira explica a importância da caracterização da interface pneu-solo, a forma e os esforços atuantes com relação ao desempenho do veículo. A segunda e terceira parte mostram detalhes construtivos do modelo de pneu e veículo empregados, o pneu analisado pelo método dos elementos finitos, e o veículo por análises tipo multicorpos. Os dois tipos de análises apresentadas são consolidadas na comunidade científica e efetuadas por programas comerciais dispensando maiores detalhes teóricos. Serão enfatizadas as limitações dos modelos em cada uma das aplicações, fazendo-se sugestões para desenvolvimentos de novos modelos aplicativos, tanto de pneu como do veículo. Existe uma interação entre as simulações de pneus e veículos, os resultados das simulações de veículos servem como condições de contorno para os modelos de pneus. Os resultados das simulações do pneu, por sua vez, são empregados para ampliar o entendimento do comportamento do veículo melhorando sua modelagem.

Os modelos de pneu foram validados com provas experimentais em laboratório na Pirelli e UNICAMP, e o modelo do veículo com provas utilizando o ônibus rodoviário Mercedes Benz O-371, especialmente instrumentado para esta finalidade na pista de testes da Pirelli e na rodovia dos Bandeirantes, em São Paulo. Nos apêndices encontram-se detalhes da instrumentação utilizada e metodologia empregada. As provas externas, nas rodovias, serão analisadas no capítulo 4.

3.1 ESFORÇOS ATUANTES NO CONTATO PNEU-SOLO

Na área de contato do pneu com o pavimento são concentrados todas as forças e momentos envolvidos na condução do veículo. O conhecimento e controle da distribuição dos esforços nesta região são de vital importância para o bom desempenho do veículo.

3.1.1 A área de contato pneu-solo (*Pegada - Impronta - Footprint*)

A área de contato do pneu com o solo, *footprint* em inglês e *impronta* em italiano, é um ponto importante para se entender o comportamento e o desempenho do pneumático.

Sendo o pneu de geometria toroidal, com dupla curvatura, quando inflado e amassado contra o solo, plano, desenvolve tensões de cisalhamento tangenciais que estão direcionadas para o centro do contato (figura 3.1.1.1) ^[1, 2]. Esta é a condição estática de pneu carregado contra o solo. Em dinâmica são gerados esforços adicionais que se somam aos estáticos, por exemplo, devido ao torque motriz, compondo as reações e respostas que permitem a mobilidade do veículo, as quais também vão compor as forças responsáveis pelo desgaste.

Figura 3.1.1.1: esquema indicativo das tensões de cisalhamento no contato de uma estrutura pneumática toroidal com um contra corpo plano. Em dinâmica estes esforços vão se somar aos outros necessários para a condução do veículo, indicados na figura por suas reações normal (F_n) e tangencial (F_t) ^[1, 2].

É importante observar que as tensões ao longo da área contato do pneu com o solo não são constantes. As tensões de contato dependem globalmente da pressão interna e da estrutura do

pneu, mas são bastante afetadas localmente pelo desenho da banda de rodagem, com seus sulcos e entalhes, os quais são necessários para promover aderência no molhado e tração em solos deformáveis. Existe uma área da ciência que estuda as propriedades dos solos deformáveis e em particular sua interação com os veículos fora de estrada e implementos mecânicos que interagem com o solo, foi batizada internacionalmente como *Terramechanics*[§]. Neste trabalho o foco será a interação do pneu com solos indeformáveis.

Observar na figura 3.1.1.2 que a pressão de contato normal para este pneu tende a concentrar-se no centro da área de contato, com gradientes nas bordas dos blocos. Estes gradientes de pressão podem levar a desgastes irregulares nas bordas dos blocos.

Figura 3.1.1.2: vista tridimensional da pressão de contato do pneu com o solo, medida 295/80 R22.5 FH55, obtido com o sistema da Pirelli, cuja tecnologia está baseada em uma malha de sensores piezelétricos. O tom de avermelhado indica pressões maiores.

Uma forma de controlar o gradiente de pressão nas bordas dos blocos é inserindo pequenos sulcos transversais, que ao contrário do que possa parecer à primeira vista, diminuem a pressão localmente.

[§] Journal of Terramechanics - Society for Terrain-Vehicle Systems (ISTVS). Disponível em: <http://www.istvs.org/>. Acesso em: 25 Jan. 2005.

Figura 3.1.1.3: gradiente de pressão de contato na borda dos blocos, atenuado por pequenos sulcos transversais.

Obtido com um filme sensível ao contato na Pirelli. Um programa calibrado, faz a tradução das tonalidades reveladas para uma escala de pressão de contato. O tom de avermelhado indica pressões maiores.

Sendo o pneu constituído por uma estrutura flexível, sua área de contato com o solo depende muito das condições operacionais, por exemplo, da carga vertical. Esta variação da área de contato em função da carga resulta em um comportamento não-linear do pneu. As tensões na área de contato que dão origem ao desgaste, do mesmo modo, vão ser influenciadas pela carga vertical.

Figura 3.1.1.4: influência do formato da impronta no desempenho do pneu ^[2].

A forma da área de contato é uma informação útil para o desenvolvimento dos pneus, se ela é mais arredondada, ou quadrada, irá influenciar no desgaste, no comportamento no molhado, na geração de ruído e na dirigibilidade ^[2]. Deve-se lembrar que para cada aplicação, deve ser encontrada a forma mais robusta de projeto que otimize o desempenho do pneu, para as diversas condições operacionais.

Figura 3.1.1.5: variação da área de contato (impronta) com a carga vertical para o pneu de medida

295/80 R22.5. Imagens cedidas pela Pirelli Pneus.

Na figura 3.1.1.5 está representada a variação do formato e área de impronta em relação à carga vertical, demonstrando-se a dificuldade de projetar a forma da impronta que seja a melhor para as diversas condições operacionais do veículo. Somente com auxílio de instrumentos complementares, como os modelos pelo método dos elementos finitos, é possível criar metodologias eficazes que possam prever a forma de desgaste e o desempenho para as diferentes condições de uso do produto.

3.1.2 Esforços estáticos e dinâmicos

O comportamento do pneu durante sua interação com o pavimento pode ser traduzido por reações constituídas por forças e momentos. As quais dependem de fatores externos vinculados aos comandos do motorista e respostas do veículo. A condução do veículo induz esforços nos pneus que respondem às solicitações se deformando. A localização precisa das reações na área de contato muda a todo instante sendo difíceis de serem determinadas. Deste modo, para facilitar sua caracterização, a origem dos eixos para referência das forças e momentos no pneu é arbitrariamente definida pelas geometrias da roda e do pavimento (figura 3.1.2.1) ^[1, 2, 15]. Resulta que três forças (F_x , F_y e F_z) e três momentos (M_x , M_y e M_z), são necessários e suficientes para caracterizar a ação do pavimento no pneu.

Figura 3.1.2.1: terminologia empregada na Dinâmica Veicular proveniente da recomendação SAE J670e, amplamente utilizada em modelos e simulações, reproduzida por CLARK ^[1], GENT ^[2], e GILLESPIE ^[15].

Ao fazer uma curva, o pneu deforma-se com relação à trajetória da roda, formando um ângulo α de deriva (*slip angle*). Deste modo, induz uma reação lateral F_y e conseqüentemente um

momento de auto-alinhamento M_Z (*aligning torque*), uma vez que a reação F_Y não é aplicada na origem dos eixos. Do mesmo modo uma inclinação γ da roda (*camber angle*) com relação ao plano vertical, também induz uma reação lateral F_Y .

Observar, na figura 3.1.2.2, que para um pneu submetido a um ângulo de deriva de aproximadamente 2 graus, a área de contato tende a assumir a forma trapezoidal.

Figura 3.1.2.2: visualização do formato da área de contato (*impronta*) calculada pelo método dos elementos finitos na condição estática e em dinâmica, na velocidade constante de 10km/h, submetida a um ângulo de deriva de cerca de 2graus.

Nas décadas de 50 e 60 costumava-se utilizar o termo energia de deriva, ou “*cornering power*” como sinônimo do incremento de potência, ou de esforço, necessário para efetuar uma curva. É possível supor que uma parte desta energia será empregada para gerar desgaste no pneu. É possível demonstrar que essa energia dissipada é proporcional à velocidade elevada à quinta potência^[16]. Daí a grande importância do estilo de dirigir do motorista no desgaste.

$$C_p = F_Y \cdot v_Y \quad (3.1)$$

$$F_Y = C_\alpha \cdot \alpha ; \quad (p/ \alpha < 3^\circ) \quad (3.2)$$

$$\alpha = \frac{v_y}{V} \quad (3.3)$$

$$C_p = \frac{1}{C_\alpha} \left(\frac{F_N}{g \cdot R} \right)^2 V^5 \quad (3.4)$$

onde:

V = Velocidade (*forward speed*)

v_y = velocidade lateral

C_α = rigidez em deriva (*cornering stiffness*)

g = aceleração da gravidade [m/s²]

R = Raio da curva [m]

F_N = Força Normal [N]

F_Y = Força Lateral [N]

α = Ângulo de deriva (*slip angle*) [radianos]

Durante as acelerações e frenagens também ocorrem escorregamentos localizados na banda de rodagem que resultam em desgaste. O princípio de associação da perda de energia ao desgaste é o mesmo das curvas, porém a perda de energia neste caso é proporcional à variação da velocidade elevada ao quadrado, isto é, proporcional à variação de energia cinética.

$$\Delta_E = \frac{1}{2} M \cdot V^2 \quad (3.5)$$

Esta variação de energia cinética nas frenagens e acelerações será dissipada principalmente pela histerese dos compostos de borracha e escorregamentos na banda de rodagem.

3.1.3 O conceito de trabalho de abrasão

Um instrumento útil para a estimativa do desgaste na área de contato é o conceito de trabalho de abrasão ^[27], o qual pode ser utilizado em simulações pelo método dos elementos finitos. É possível definir o trabalho de abrasão como a somatória do produto da força tangencial pelo escorregamento em cada ponto, ao longo da trajetória desse ponto em toda a região de contato com o solo.

A figura 3.1.3.1 ilustra o conceito de trabalho de abrasão, onde é representado o percurso de um elemento da banda de rodagem do pneu ao longo do contato com o solo. O movimento é dividido em 4 etapas.

Figura 3.1.3.1 : Ilustração do trabalho de abrasão (T_A) ^[4]. Na etapa (1) o bloco de borracha aproxima-se da estrada, em (2) está em contato com a estrada sem escorregar, em (3) a força tangencial “Ft” vence a força de atrito e sofre um escorregamento “dl”, e por fim sai do contato em (4).

$$T_A = \int F_T \cdot dl \quad (3.6)$$

Onde :

T_A = Trabalho de abrasão

F_T = Força tangencial

dl = escorregamento quando a força de atrito é superada.

A força tangencial é traduzida como sendo:

$$F_T = \mu \cdot F_N \quad (3.7)$$

F_N = Força normal

μ = Coeficiente de atrito

Na prática, em simulações, como valor médio de coeficiente de atrito para um veículo de passeio utiliza-se 0.8 ^[2], e para os pneus de transporte, com carga elevada, o coeficiente cai para algo em torno de 0.6, nas condições de pavimento seco.

A equação que correlaciona o desgaste do pneumático com o trabalho de abrasão:

$$R_W = A_b \cdot T_A \quad (3.8)$$

Onde :

R_W = Taxa de desgaste

A_b = Abrasividade

No capítulo 2 verificou-se que a resistência à abrasão dos compostos de borracha, ou abrasividade A_b , depende de características particulares de cada formulação, tais como: dureza, alongamento a ruptura, estrutura molecular, resistência à degradação, quantidade de negro de fumo e grau de vulcanização. Depende também de fatores externos, tais como: tipo e qualidade do pavimento, temperatura na interface entre pneu e solo e do terceiro corpo na interface pneu-solo: água, resíduos, etc..

O trabalho de abrasão T_A depende de fatores construtivos e operacionais do pneumático que vão influir diretamente nas forças de contato, por exemplo: ângulos das cinturas, geometria e raios de curvatura, relação volumétrica (cheio/vazio) do desenho da banda de rodagem, relação altura/largura da seção do pneumático, carga aplicada e pressão interna ^[27].

Nos novos estudos por elementos finitos que estão sendo propostos neste trabalho, é possível considerar a taxa de abrasão calculada com a máquina de desgaste sobre disco de asfalto. Esta variável poderá ser incluída junto com o cálculo do trabalho de abrasão, indicando onde ocorrerá o desgaste irregular, e com que intensidade.

3.2 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (M.E.F.) EM PNEUS.

Na indústria de pneumáticos, o Método dos Elementos Finitos começou a ser utilizado na década de 70, inicialmente com modelos planos e elementos triangulares, mas que já incorporavam a anisotropia e o conceito de não-linearidade. Há cerca de vinte anos atrás, os modelos eram no máximo bidimensionais (2D) ou axissimétricos, limitando-se a simular condições estáticas bastante particulares. ROBECCHI, TAVAZZA e CERVI^[50], assumido a condição de estado plano de deformação, utilizando elementos bidimensionais, fizeram as primeiras simulações que pretendiam representar pneus carregados, amassados contra o solo. Desprezavam-se efeitos importantes, como as deformações fora do plano do modelo, fundamentais para cálculo das concentrações de tensões nas extremidades das cinturas, ponto crítico nos pneus radiais. O contato com o solo e o atrito só começaram a serem considerados nos anos 80. Uma excelente revisão do uso do método dos elementos finitos em pneus até 1990, é dada por Gall et al.^[51], que num trabalho de 1993, fizeram o relato da primeira simulação tridimensional (3D) com desenho de banda de rodagem, quando foi necessário um supercomputador para executar tal análise, de acesso restrito a pouquíssimas empresas. Mesmo assim, a simulação demorou cerca de 4 meses processando no supercomputador para um modelo com 80.000 graus de liberdade. Devido ao custo computacional, era prática comum na época fazer alguns ciclos de simulações com modelos simplificados, 2D, e depois fazer uma simulação complementar, 3D, para confirmar os resultados. Atualmente, os grandes fabricantes de pneumáticos ainda continuam a utilizar supercomputadores, com modelos mais sofisticados, mas um simples computador pessoal de mesa consegue calcular um modelo 3D, com 80.000 graus de liberdade em algumas horas. Passou a ser usual fazer simulações para obter a forma da área de contato, na tentativa de otimizar o desgaste e comportamento do veículo.

O programa ABAQUS ^[52], utilizado neste trabalho, é um programa de Elementos Finitos de caráter genérico, isto é, ele pode ser utilizado para o cálculo de qualquer estrutura, tais como, edifícios, carros, etc. O programa foi desenvolvido especialmente para cálculos não-lineares e permite a utilização de materiais hiperelásticos, que é o caso da borracha. O programa ABAQUS permite simular de modo relativamente simples o problema de contato, com a possibilidade de escolha do modelo de atrito, e de uma forma mais aberta, permitindo que seja definido o modelo de atrito desejado, por programação de sub-rotina em linguagem FORTRAN. Para as simulações que seguem, de caráter ilustrativo, foi adotado neste trabalho um coeficiente de atrito constante, $\mu=0.6$, focando pneus comerciais em pavimento seco e velocidades baixas. Os programas comerciais mais utilizados nos estudos de pneu são: ABAQUS®, ADINA® e MARC®.

Figura 3.2.1: fatia da malha de elementos finitos 3D de um pneu comercial. Cada cor representa um composto de borracha com propriedades diferentes.

Na figura 3.2.1, apresenta-se uma seção do pneu de transporte estudado neste trabalho, exemplificando uma malha de elementos utilizada para modelar os diversos componentes do

pneu, onde cada grupo é representado por uma cor diferente. Lembrar que cada componente do pneu tem a sua função estrutural específica, e utiliza compostos de borracha com propriedades diferentes.

Na figura 3.2.2, mostra-se uma malha do pneu tridimensional completo, somente com os sulcos circunferenciais na banda de rodagem. Esta é uma simplificação adotada nas análises que seguem, cuja intenção é a ilustração da utilização do trabalho de abrasão em dinâmica, em regime constante de velocidade (*steady state transport – SST*)^[4, 53, 54, 55], e nas análises modais.

Figura 3.2.2: Modelo a elementos finitos 3D de um pneu medida 295/80 R22.5^[4, 5]. O modelo da figura possui cerca de 23.000 elementos e 100.000 graus de liberdade.

Nas simulações do tipo SST^[52], é possível incluir o efeito do camber e das forças laterais ou ângulo de deriva, nas três condições de regime: rotação-livre (*free-rolling*), acelerações e frenagens.

A complexidade na modelagem dos pneumáticos pode ser sintetizada nos seguintes tópicos:

- Sofre **grandes deflexões e deformações**, que implicam em técnicas adequadas para a solução do problema, como a utilização de tensores de deformação logarítmicos e modelos hiperelásticos para os materiais ^[4, 52].
- Está sujeito a **tensões cíclicas** que induzem à fadiga. Nos cálculos, deve-se sempre considerar a variação das tensões ao longo de toda a circunferência do pneu, em um ciclo completo. Análises simplistas e apressadas podem conduzir a erros grosseiros.
- Os fios da carcaça e cinturas, que compõem a estrutura portante do pneumático, resultam em uma **estrutura anisotrópica**, isto é, com propriedades diferentes em direções diferentes. Os ângulos e o espaçamento entre os fios variam ponto a ponto na seção transversal do pneu. Devido à assimetria resultante dos fios, com os ângulos cruzados, não é possível simular um quarto de pneu, na condição de carregado, ou amassado contra o solo. Nestes casos é necessário simular meio pneu, com vínculos adequados no seu equador (*skew symmetry*) ^[4, 56]. Nos casos onde é aplicado um torque, ou forças laterais, é necessário simular o pneu inteiro.
- Os compostos de borracha possuem um comportamento viscoelástico, resultando em histerese, incompressibilidade (coeficiente de Poisson próximo de 0.5), e dependência da temperatura e frequência. Tudo isto se traduz em dificuldades de caracterização e modelagem dos materiais. Porém existe um gradiente de temperaturas ao longo da espessura pneu em uso (figura 3.2.3), dependente das condições operacionais, que vai modificar as propriedades dos materiais ao longo da sua vida ^[57].
- O atrito elevado contra o solo também conduz a dificuldades na convergência para o resultado final, de equilíbrio. O atrito alto torna ainda as matrizes de resolução do problema assimétricas, aumentando a memória computacional e o tempo de cálculo necessário.

- Não-linearidade na geometria e nos materiais. A não-linearidade obriga a execução de simulações não-lineares, onde cada entrada de carga ou deslocamento, deve ser aplicada gradualmente, em pequenos incrementos, aumentando consideravelmente o tempo de processamento.
- Difícil modelagem do contato pneu-solo e pneu-aro. São necessários algoritmos e cálculo bastante robustos para a solução eficaz e eficiente do problema.

Figura 3.2.3: mapa de temperatura do pneu sobre o tambor de freio ^[57].

Na figura 3.2.3, é possível visualizar a simulação da distribuição de temperatura em um pneu do eixo traseiro de ônibus urbano, onde foi analisado o superaquecimento nos freios a tambor e seu efeito sobre a durabilidade dos pneus utilizando-se o método dos elementos finitos. Foram modeladas variantes construtivas considerando-se todo o conjunto pneu-roda-freio, estudando-se simultaneamente os fenômenos de condução, convecção e radiação térmica ^[57]. Os resultados simulados, partindo-se da temperatura ambiente até atingir o regime térmico, num período de 4 horas, foram comparados com dados experimentais obtidos por termopares, apresentando boa correlação, onde se verifica que na região do talão interno do pneu sobre o

tambor de freio, a temperatura do atinge níveis de 150°C, temperatura elevada que inevitavelmente degrada os compostos de borracha e reduz a vida útil do pneu.

Conclui-se que a formação dos especialistas é muito importante, cada um com objetivos e condições operacionais diferentes na sua área: pneus de moto, carro, caminhões e agricultura. A seguir serão abordados, com um pouco mais de detalhes, os tópicos listados acima referentes à dificuldade de modelagem do pneu.

3.2.1 Não-linearidade dos elastômeros

Em análises lineares pelo método dos elementos finitos existe geralmente uma relação linear entre tensão e deformação, diz-se então que os materiais obedecem a Lei de Hooke. Generalizando, se tomarmos como exemplo uma mola para pequenas deformações (figura 3.2.4), pode-se dizer que a força F é igual ao produto da rigidez K da mola pela deformação u :

Figura 3.2.4: Proporcionalidade entre força (F) e deformação (u) ^[4, 58].

Esta relação é válida enquanto a mola tiver um comportamento elástico linear, dentro dos limites de resistência do material. Quando dobramos a carga, dobra-se a deformação, e assim sucessivamente. Como consequência, a curva da força em função da deformação é uma reta, e a rigidez da mola K é uma constante igual à inclinação da reta (figura 3.2.5-A). No caso das borrachas a curva de força ou tensão por deformação é muito diferente da reta, possuindo um comportamento altamente não-linear (figura 3.2.5-B). A curva é considerada linear somente para deformações de até 10%.

Figura 3.2.5: as borrachas, na relação força-deformação, não obedecem à Lei de Hooke possuindo um comportamento não-linear, como ilustrado na figura da direita ^[4, 58].

Para caracterizar a deformação das borrachas define-se a "relação de deformação" λ como sendo a relação entre o comprimento final L pelo comprimento inicial L_0 (figura 3.2.6).

$$\lambda = L / L_0 = (L_0 + u) / L_0 = 1 + u / L_0 \quad (3.9)$$

Figura 3.2.6: Deformação de uma viga de borracha.

No espaço tridimensional pode-se definir a relação de deformação λ nas três direções que compõem a base vetorial: X, Y, Z . Em análises de materiais não-lineares, como é o caso dos elastômeros, costuma-se utilizar como medida de deformação as “taxas de deformação” λ . Os

programas de elementos finitos, nas análises não-lineares, costumam ainda utilizar outras medidas de deformação para os cálculos ^[52]. Uma das mais conhecidas é a chamada deformação de Green-Lagrange, E_2 . A deformação de Green-Lagrange esta associada ao segundo tensor de Piola-Kirchhoff, S_2 . Para um comportamento uniaxial definem-se estas medidas como sendo:

$$E_2 = \frac{1}{2}(\lambda^2 - 1) \quad (3.10)$$

e

$$S_2 = \frac{F}{A} (L_0 / L)^2 \quad (3.11)$$

Utiliza-se ainda uma outra medida de deformação, a logarítmica, conhecida como “*True Strain*”, ε , que faz par com tensão de Cauchy, ou “*True Stress*”, σ .

$$\varepsilon = \ln(L / L_0) \quad (3.12)$$

$$\sigma = F / A \quad (3.13)$$

Para deformações pequenas, as diferenças entre as diversas medidas de deformação são desprezíveis, porém ressalta-se que estas definições passam a ser importantes em análises de materiais que sofrem grandes deformações, em particular no caso dos elastômeros aplicados em pneus.

O ato de comprimir o pneu, de forma toroidal, contra um solo plano leva a uma resposta não-linear semelhante à flexão de uma viga curva bi-apoiada. Durante o carregamento ocorrem grandes deslocamentos e deformações (figura 3.2.7). Sendo o pneumático constituído por materiais compósitos e anisotrópicos, à medida que o pneumático se deforma, o programa de elementos finitos necessita atualizar as direções das propriedades dos materiais a cada incremento, a cada nova posição.

Figura 3.2.7: representação do pneu somente inflado e montado no aro, somente tocando o solo (em azul) e deformado contra o solo (em vermelho). O carregamento vertical resulta em grandes deflexões e deformações, modificando a direção das propriedades dos materiais, anisotrópicos, que deve ser corrigida a cada incremento de cálculo ^[4].

3.2.2 Modelagem dos compostos de borracha no M.E.F.

Na caracterização dos elastômeros nos programas de elementos finitos utilizam-se as “funções de densidade de energia de deformação”, W , definidas a seguir ^[52, 58]. Os materiais assim caracterizados são denominados de hiperelásticos. Implicitamente ao uso das funções, admite-se que os materiais são isotrópicos e elásticos.

As “funções de densidade de energia” disponíveis para os elastômeros são escritas utilizando-se os invariantes de deformação, os quais, são funções da “relação de deformação” λ , definida anteriormente. Os três “invariantes de deformação” são:

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad (3.14)$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2 \quad (3.15)$$

$$I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 \quad (3.16)$$

No caso de materiais perfeitamente incompressíveis resulta $I_3=1$.

A função de densidade de energia mais simples é o modelo conhecido como “*Neo-Hookean*”, representado por:

$$W = C_{10} (I_1 - 3) \quad (3.17)$$

Onde C_{10} é uma constante, calculada experimentalmente a partir de ensaios de tração e compressão. Este modelo apresenta um módulo de cisalhamento constante e mantém uma boa correlação com os dados experimentais até cerca de 40% de deformação em testes de tração uniaxial ^[4].

A primeira formulação sobre a elasticidade não-linear foi proposta por Mooney como sendo:

$$W = C_{10} (I_1 - 3) + C_{01} (I_2 - 3) \quad (3.18)$$

Onde C_{ij} são constantes calculadas experimentalmente e fornecidas aos programas de elementos finitos.

A caracterização segundo a equação 3.18 foi adotada neste trabalho, e é também conhecida como modelo de Mooney-Rivlin, pois, representa o primeiro termo da série de Rivlin para a hiperelasticidade. Apesar de ter uma boa correlação com os ensaios de tração uniaxial até 100% de deformação, este modelo tem se mostrado inadequado para representar uma compressão elevada. Portanto, os limites de uso de cada modelo devem ser sempre verificados, uma vez que podem levar a resultados errôneos ou à não-convergência da simulação.

Nos programas por elementos finitos comerciais, estão disponíveis diversos outros modelos para a hiperelasticidade, como por exemplo, o modelo de Ogden que consegue representar deformações na borracha de até 700%.

Para caracterizar os materiais hiperelásticos através destas “funções de densidade de energia”, os modelos de Mooney-Rivlin, Ogden, etc., utilizam-se os dados provenientes dos ensaios dinâmicos ou estáticos, de tração, compressão ou cisalhamento. Quanto maior for o número

de informações disponíveis, mais acurado e estável será o modelo. É possível envelhecer os corpos de prova sob condições controladas para representar uma condição de pneu envelhecido^[59].

3.2.3 Forças de contato do pneu com o solo em regime

A seguir são apresentados alguns resultados de simulações do pneu comercial de medida 295/80 R22.5, submetido a uma carga normal de 2500kg, com pressão interna de 0.8610MPa (125psi) em diversas condições operacionais de uso. É importante observar as regiões de desgaste e a severidade em cada condição. Os mapas mostram o trabalho de abrasão definido anteriormente. Os resultados foram obtidos com o programa ABAQUS versão 6.6-1.

Figura 3.2.3.1: mapa da pressão de contato em quatro condições operacionais dinâmicas, na velocidade de 10km/h. Observar que em ambos os casos, ângulo de camber e deriva, a impronta fica cônica, porém na deriva sofre os efeitos das forças laterais provocando uma pequena torção na área de contato.

Observar que o mecanismo de desgaste devido ao ângulo de deriva, ou na convergência, é diferente do mecanismo de desgaste devido ao camber, ou inclinação do pneu. Na deriva acontecem simultaneamente escorregamentos laterais e longitudinais, enquanto que no camber acontecem somente escorregamentos longitudinais na área de contato. A área de contato tanto com o camber como na deriva toma a forma trapezoidal (figura 3.2.3.1). O lado de comprimento maior é submetido a um trabalho de abrasão maior e, por conseguinte, desgaste maior.

Figura 3.2.3.2: mapa do trabalho de abrasão em quatro condições operacionais dinâmicas, na velocidade de 10km/h. Notar que nos lados mais longos da área de contato da figura anterior, o trabalho de abrasão é maior. O valor máximo do trabalho de abrasão na frenagem pode chegar a ser uma ordem de grandeza maior que na rotação livre (*free-rolling*) em [J/mm²].

Ilustrativamente, na figura 3.2.3.2, é mostrado o trabalho de abrasão para as quatro condições operacionais. Os mapas de trabalho de abrasão representam de modo bastante satisfatório o desgaste observado em campo, e têm sido utilizados no desenvolvimento de novos produtos.

3.2.4 Análise modal experimental do pneu – validação do modelo MEF

Para a validação dos modelos de elementos finitos utilizados nas análises modais foi iniciado um trabalho em parceria com o Laboratório de Vibroacústica (LVA), da Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP^[17], onde foi empregada a Análise Modal Experimental, uma técnica comumente utilizada na validação de modelos numéricos dinâmicos.

Tabela IV – Comparação do modelo FEM com dados experimentais.

Modo N°.		Frequência [Hz]			Amort. [%]	Nota
Num.	Exp.	Num. MEF	Exp.	Diff. [%]	Exp.	
1	1	31,7	33.44	5.5	1.44	Modo Longitudinal
2		36,7				Modo Torcional
3	2	36,7	34.09	-7.1	2.91	Modo de inclinação
4	3	38,1	37.83	-0.7	1.88	
5	4	57,7	58.87	2.0	1.88	n=1 (1-lóbulo)
6	5	57,7	57.92	0.4	1.80	
7		60,1				Modo de flexão
8		60,1				
9	6	75,6	75.83	0.3	1.46	n=2 (2-lóbulos)
10	7	75,6	76.15	0.7	1.40	
11	8	90,8	92.25	1.5	1.41	n=3 (3-lóbulos)
12		90,8				
13	9	94,4	94.03	-0.4	2.09	n=3 (3-lóbulos)
14		94,4				
15	10	106,9	108.61	1.6	1.37	n=4 (4-lóbulos)
16	11	106,9	107.93	1.0	1.37	
17	12	122,1	123.52	1.2	2.38	n=4 (4-lóbulos)
18		122,1				
19	13	123,9	126.12	1.8	1.58	n=5 (5-lóbulos)
20		123,9				
21	15	140,9	144.67	2.7	3.19	n=5 (5-lóbulos)
22		140,9				
23	14	141,5	144.35	2.0	1.92	n=6 (6-lóbulos)

Nota: pressão interna de 0.62MPa (90psi).

O ensaio de validação do modelo consistiu na medição com um vibrômetro laser, das funções de resposta em frequência (FRF) de um pneu montado na roda, que por sua vez estava fixa em uma base inercial isolada. O pneu foi excitado em dois graus de liberdade, na direção radial e lateral, e medido em 110 pontos distribuídos ao longo da sua circunferência (Figura 1.4.2). Os ensaios foram executados com duas pressões internas do pneu, de 0.62MPa (90psi) e 0.86MPa (125psi). Como resultado final foram obtidos os modos de vibrar, e respectivas frequências

naturais e amortecimentos modais, os quais foram comparados com as simulações por elementos finitos. Os resultados foram bastante satisfatórios, já na primeira etapa do trabalho (Tabela IV). As diferenças nas frequências encontradas entre valor simulado e experimental foram atribuídas à caracterização dos materiais, feita em deformações maiores, subestimando a não-linearidade a pequenas deformações, da ordem de 1%. Uma vez corrigida a diferença na caracterização dos materiais, o modelo mostrou-se bastante próximo dos dados experimentais (Tabela IV). Os detalhes do ensaio são encontrados na publicação conjunta do trabalho entre UNICAMP e Pirelli ^[17].

Figura 3.2.4.1: modo de vibrar em forma de onda em cerca de 200Hz.

Posteriormente foram executadas provas complementares para identificação dos modos de vibrar do pneumático de ordem mais elevada com e sem carga estática. Na figura 3.2.4.1, está ilustrado um dos modos de vibrar com formação de ondas na direção circunferencial do pneu, em torno de 200Hz. As frequências e modos tangenciais também foram identificados em ensaios complementares, sempre em parceria com a UNICAMP, os quais serão oportunamente publicados em conjunto. Por hora reporto três das frequências identificadas em torno de 40, 60 e 80Hz, as quais serão úteis nos próximos itens, na análise da vibração do conjunto pneu-suspensão.

A velocidade crítica do pneu, instante que surgem as ondas estacionárias ou *standing waves*, pode ser estimada em função das frequências naturais, e dependente do tipo de estrutura. A velocidade crítica é atingida quando a velocidade angular, em ciclos por segundo (Hz), coincide com um dos valores da relação entre a frequência natural radial dividida pelo respectivo número de onda (*wavenumber*), que por sua vez é definido pelo modo radial de forma “*n*”, isto é, pelo número “*n*” de lóbulos ao longo da direção circunferencial [2, 12, 13].

$$\Omega_c = \frac{\omega_k}{n} \quad (3.19)$$

Usando a equação (3.19) é possível estimar a velocidade crítica que fornece a menor relação dada pela equação (3.20), ilustrada na figura 3.2.4.2, utilizando-se os dados da simulação numérica da tabela IV.

$$\Omega_c = \left(\frac{\omega_k}{n} \right)_{\min} \quad (3.20)$$

Figura 3.2.4.2: gráfico de estimativa da velocidade crítica utilizando-se a equação (3.20). A Velocidade crítica para o pneu em estudo está em torno de 20Hz, que para um raio dinâmico de cerca de 0.49m implica em uma velocidade crítica de aproximadamente 220 km/h.

Figura 3.2.4.3: ilustração da formação de ondas estacionárias ^[2].

Stuart Bolton ^[8], da Purdue University, desenvolveu trabalhos muito interessantes na área de vibração de pneus. BOLTON estudou a dinâmica do pneumático para frequências mais elevadas através de suas componentes vibracionais em forma de onda (“*wave number decomposition*”), onde as características de propagação das ondas em uma estrutura pneumática foram correlacionadas com a emissão de ruído. O pneu foi suspenso horizontalmente por molas e excitado radialmente na banda de rodagem por um excitador do tipo eletromecânico (“*shaker*”). Foram medidos aproximadamente 200 pontos ao longo da banda de rodagem do pneu, numa faixa de frequências de 100 a 1000Hz, utilizando-se um vibrômetro laser de efeito Doppler. Stuart Bolton desenvolveu uma técnica muito interessante para analisar as vibrações do pneu, que resultou em um “mapa” onde é possível visualizar quais são os parâmetros mais significativos na geração de ruído.

3.2.4.1 Influência da pressão interna, da carga vertical e da velocidade

O aumento da pressão interna conduz a um leve aumento da frequência natural ^[17], já a aplicação da carga estática de 2500kgf aumenta as frequências radiais de 5-10% e reduz as frequências tangenciais de 10 a 20%. A aplicação da carga vertical estática deixa o pneu levemente mais rígido radialmente e menos rígido torcionalmente, na direção tangencial.

Figura 3.2.4.4: ilustração da aparelhagem utiliza para identificar os modos com carga estática.

Na figura 3.2.4.5, é mostrada a deformação em forma de onda para o pneu sob carga de 2500kgf, inflado na pressão de 0.86MPa (125psi), excitado a uma frequência de 212Hz, bem próxima da frequência torcional do eixo dianteiro do ônibus, explicado a seguir, o item 3.3.

Figura 3.2.4.5: modo sob carga de 2500kgf, pressão de 0.86MPa (125psi), excitado a 212Hz.

Quanto à velocidade de rotação, a frequência natural tende a diminuir levemente, cerca 1-2% com o aumento da velocidade de 20 a 120km/h. O aumento da velocidade propicia um aumento de temperatura no corpo do pneu, e deste modo, reduz o módulo elástico. Se a temperatura fosse mantida constante, o aumento da frequência conduziria a um aumento do módulo elástico do material, com conseqüente aumento da frequência, porém parece que o efeito térmico deve prevalecer. Na figura 3.2.4.6 é possível verificar a variação da frequência

com a velocidade, resultados obtidos em testes internos na Pirelli, na máquina de uniformidade a alta velocidade.

Figura 3.2.4.6: variação da frequência do primeiro modo vertical com a velocidade.

3.2.5 Conclusões parciais sobre a modelagem do pneu estudado isoladamente

O modelo de pneu pelo método dos elementos finitos é empregado com sucesso na estimativa do desgaste adotando-se para tal o princípio do trabalho de abrasão. É possível simular condições dinâmicas em regime, incluindo camber e ângulo de deriva. Foi observado que o pneu é bastante sensível a uma inclinação, ou ângulo de convergência, resultando em uma área de contato de forma trapezoidal que pode dar origem a desgaste irregular nas laterais (ombros) do pneu. Portanto, o ajuste da suspensão é um ponto importante. Foi salientado que a severidade do desgaste aumenta substancialmente com as curvas, acelerações e frenagens, confirmando a importância do circuito e estilo de dirigir na taxa de desgaste. Uma sugestão interessante na área de modelagem do pneu seria simular o pneu em dinâmica, no método explícito, superando um obstáculo sobre a estrada, por exemplo, uma barra quadrada, como a que foi utilizada nas provas vibracionais experimentais, as quais serão detalhadas no capítulo 4.

Na área vibracional o modelo de pneu foi validado para frequências de até 210Hz, acima disso, é necessário aumentar o número de pontos medidos na direção circunferencial do pneu, bem como aumentar o número de elementos na direção circunferencial (número de fatias utilizadas no modelo FEM). Com o modelo vibracional, foi possível estimar a velocidade crítica do pneu no que se refere à propagação de ondas, assunto que merece mais pesquisa e estudos. Levantaram-se evidências, comprovando a forma de vibrar do pneu, na faixa de 180-210 Hz, que é correlacionando com a forma de desgaste irregular segmentado, foco deste trabalho.

3.3 SISTEMAS MULTICORPOS – (MULTIBODY SYSTEMS – MBS)

Atualmente, estão disponíveis vários programas comerciais para execução da modelagem e análise dinâmica dos sistemas mecânicos. Neste trabalho será utilizado o programa ADAMS, o qual é bastante flexível no sentido de permitir o estudo do veículo completo, passando pela modelagem de cada componente, por exemplo, buchas, molas amortecedoras e pneus. As partes do sistema, sejam elas rígidas ou flexíveis, são interconectadas por meio de juntas, e acionadas por forças ou movimentos preestabelecidos.

O pneu é um componente importante no desempenho do veículo. De difícil modelagem, requer atenção devido à sua não-linearidade, em função da carga aplicada e pressão interna, e devido aos efeitos da viscoelasticidade nos compostos de borracha. Os efeitos da viscoelasticidade são importantes nas simulações transientes, fazendo com que o pneu seja caracterizado em frequências e amplitudes diferentes. Dentre os modelos de pneu, o mais conhecido e utilizado, é o modelo de pneu baseado na “*Magic Formula*” de Hans Pacejka ^[3]. Este modelo permite descrever o comportamento do pneu em regime (*steady state behavior*), fornecendo as forças (F_x e F_y) e momentos (M_z) no contato pneu-solo para diferentes condições de carga (F_z) e ângulos do pneu (α , γ), (figura 3.3.1). É válido em condições

combinadas de solicitação, em simulações de manobras que envolvam, por exemplo, frenagem e curva ao mesmo tempo. Na direção lateral os esforços são contabilizados através do ângulo de deriva (α), e na direção longitudinal, através do escorregamento longitudinal (κ). O modelo “*Magic Formula*” utiliza um conjunto de fórmulas matemáticas parcialmente fundamentadas em parâmetros físicos do pneu [3]. Em complemento à formulação básica do modelo “*Magic Formula*”, é definido um conjunto de equações que permitem a representação do comportamento transiente do pneu (*transient behavior*) em manobras de dirigibilidade (*handling*) que envolvam frequências de até 8Hz. O modelo de pneu “*Magic Formula*” sozinho não é apto para as simulações transientes sobre pista irregular, que implique na passagem sobre obstáculos ou em condições de impacto. Para a dinâmica vertical (*ride*) são necessários outros modelos de pneus que serão comentados mais adiante.

Nas simulações de dinâmica lateral (*handling*) que seguem, foi utilizado o modelo de pneu “MF-Tyre”, baseado na “*Magic Formula*”, desenvolvido pela TNO Automotive, e comercializado pela Delft Vehicle Dynamics Research Centre (DVR). Este modelo de pneu está incluído no programa ADAMS, que dispõe de outras opções.

Figura 3.3.1: variáveis de entrada e saída do modelo de pneu MF-Tyre, baseado na *Magic Formula*.

Nas simulações de dirigibilidade, foi utilizado o modelo de pneu MF-Tyre caracterizando o pneu de medida 295/80 R22.5, montado no aro 8.25x22.5", na pressão de 0.7MPa (100psi), sob cargas variando de 5.000 a 44.000N, em três ângulos de camber, -2, 0, e +2 graus, numa

amplitude de ângulo de deriva de -10 a +10 graus. Na figura 3.3.2 é mostrado o comportamento não-linear do pneu em função da carga vertical, onde consta a variação da força lateral (F_y) em função do ângulo de deriva (alfa - α) para três cargas verticais: 12.000, 25.000 e 35.000N. Observar que a rigidez lateral do pneu (*cornering stiffness*), dada pela tangente da curva quando o ângulo de deriva tende a zero, aumenta com a carga.

Figura 3.3.2: resultados da força lateral em função do ângulo de deriva utilizando-se o modelo de pneu MF-

Tyre, que emprega a “*Magic Formula*”.

O modelo de ônibus que segue é um fruto do projeto conjunto entre DaimlerChrysler do Brasil, Pirelli Pneus, e debis humaitá ITServices Ltda, sendo que a debis humaitá, posteriormente foi incorporada pela T-Systems do Brasil. A descrição construtiva do modelo está detalhada na tese de doutorado do engenheiro MARCELO PRADO^[60], que participou ativamente na elaboração do modelo do ônibus no ambiente ADAMS/Car. A validação do modelo está descrita na publicação conjunta “*Bus Handling Validation and Analysis Using ADAMS/Car*”, apresentada na conferência de usuários do programa ADAMS de 2001^[19]. No Anexo A,

encontra-se a descrição da prova experimental com a instrumentação utilizada no ônibus. Neste trabalho será dada ênfase à evolução do modelo do ônibus para comportar análises vibracionais.

3.3.1 Descrição do modelo de ônibus utilizado na Tese

O modelo foi inicialmente construído dentro do ambiente ADAMS/Car 10.1 (figura 3.3.1.1), um trabalho inédito na época para veículos comerciais, uma vez que no programa ADAMS só estavam disponíveis subsistemas (*templates*) de veículos de passeio, necessitando de todo um trabalho extra no desenvolvimento do modelo de ônibus.

Figura 3.3.1.1: modelo do ônibus rodoviário MBB O-371, desenvolvido no ambiente ADAMS/Car.

Para a execução da análise vibracional do ônibus MB O-371, foi necessário evoluir o modelo de dirigibilidade incorporando a flexibilidade do eixo dianteiro. Esta etapa consistiu na modelagem por elementos finitos do eixo dianteiro do veículo e a sua inclusão no modelo

multicorpos do ADAMS/Car através da utilidade do programa denominada ADAMS/Flex, que utiliza um arquivo neutro denominado “modal neutral file”, (MNF), contendo todos parâmetros físicos e modais necessários para a caracterização do componente. A figura 3.3.1.2 mostra o modelo multicorpos da suspensão dianteira do veículo O-371 RS com o eixo flexível.

Figura 3.3.1.2: modelo de eixo dianteiro flexível incluído na simulação multicorpos do ônibus. O eixo foi previamente calculado com o método de elementos finitos para uma síntese modal. O número de modos naturais utilizados depende das simulações desejadas e podem ser facilmente habilitados, segundo a conveniência, no ambiente de execução do programa ADAMS. No estudo vibracional deste trabalho, visando o desgaste, são suficientes cerca de 10 a 15 dos primeiros modos naturais.

3.3.2 Comportamento em manobras padronizadas

Neste item são mostradas algumas das manobras que foram utilizadas na validação do modelo, as quais são aproveitadas neste trabalho para ilustrar que a faixa de frequências nas manobras de dirigibilidade (*handling*) é baixa, e, salvo exceções, podem ser utilizados corpos rígidos na modelagem do veículo. Na figura 3.3.2.1 é mostrado um dos resultados da simulação da manobra de dupla mudança de pista, (*double lane change*) a 80km/h, onde é

comparada a aceleração lateral com dados experimentais, demonstrando a validade do modelo. Na figura 3.3.2.2, é apresentada a transformada de Fourier (FFT) da aceleração lateral apresentada na figura anterior, indicando as baixas frequências envolvidas nas manobras de dirigibilidade, neste caso, abaixo de 10Hz.

Figura 3.3.2.1: aceleração lateral no domínio do tempo. Dupla mudança de pista – 80 km/h.

Figura 3.3.2.2: aceleração lateral no domínio da frequência. Dupla mudança de pista – 80 km/h.

Observar esta outra manobra de varredura em frequência a 40 km/h (figuras 3.3.2.3 e 3.3.2.4).

A manobra consiste em esterçar o volante para direita e esquerda repetidamente, cada vez com uma velocidade maior.

Figura 3.3.2.3: Manobra Varredura em Frequência a 40 km/h, no domínio do tempo.

Figura 3.3.2.4: Manobra Varredura em Frequência a 40 km/h, no domínio da frequência.

3.3.3 Comportamento vibracional da suspensão dianteira

Estreitando o foco nas vibrações da suspensão dianteira, após inclusão do eixo flexível, é possível tirar conclusões interessantes das simulações de análise modal do ônibus.

Analisando-se os modos de vibrar do eixo dianteiro e respectivas frequências naturais, observa-se que algumas frequências vão coincidir com as frequências naturais do pneu, possibilitando o acoplamento de frequências, e aumentando a amplitude do conjunto.

As duas primeiras frequências do eixo dianteiro são caracterizadas pelo movimento de corpo rígido da massa-não-suspensa, que inclui o conjunto eixo e rodas, na direção vertical e de rolamento lateral, caracterizado pelo balanço entre os lados direito e esquerdo do eixo (figura 3.3.3.1).

Vibração vertical do eixo (massa-não-suspensa)	10 Hz
Rolamento lateral do eixo (balanço: direita-esquerda)	12 Hz
Primeira flexão lateral do eixo	19 Hz
Primeira flexão vertical do eixo	40 Hz
Torção do eixo (concentrada no lado direito)	230 Hz
Segunda flexão vertical do eixo	280 Hz

Figura 3.3.3.1: frequências do eixo dianteiro resultado da análise modal do veículo completo.

3.3.4 Conclusões parciais e comentários sobre a modelagem MBS do veículo

Das simulações por mult corpos do ônibus, é possível concluir que existem modos de vibrar da suspensão dianteira que coincidem com a vibração do pneu, possibilitando o acoplamento de frequências, amplificando os deslocamentos do conjunto, os quais podem conduzir ao

desgaste irregular do pneu. A excitação do conjunto pode vir da irregularidade do pavimento e da não-uniformidade do conjunto girante. As provas sobre estrada a seguir comprovam estas vibrações.

4 PROVAS EM VEÍCULOS SOBRE ESTRADA – “OUTDOOR”

A seguir serão apresentados dois conjuntos de provas sobre estrada. O primeiro conjunto tem um enfoque vibracional, visa verificar as vibrações no conjunto da suspensão dianteira, as quais foram estudadas anteriormente com os modelos matemáticos de elementos finitos e multicorpos. O segundo conjunto de provas, diz respeito ao desgaste do pneu sobre estrada na visão da tribologia, onde foram analisadas a morfologia do desgaste e as alterações nas propriedades do material.

4.1 PROVAS VIBRACIONAIS

As provas vibracionais, por sua vez, foram executadas dois conjuntos ensaios, em épocas diferentes, o primeiro conjunto de ensaios foi feito no âmbito do convênio Pirelli-USP, em agosto de 2000, com provas na rodovia dos Bandeirantes e no Campo de provas da Pirelli em Sumaré, cujos detalhes dos testes e equipamentos empregados estão descritos no Anexo B.

O objetivo desta primeira prova foi reunir informações para futuramente estudar o conforto vibracional e o desgaste com o modelo multicorpos do ônibus no ADAMS. A possível interação entre vibração e desgaste, foi uma atividade proposta como “trabalho futuro”, na defesa do mestrado em 2000 ^[4]. Deste modo, foi feita uma aquisição de sinais vibracionais para um conjunto de pneus previamente selecionados, separados como bons e ruins como uniformidade. A relação entre a uniformidade do conjunto pneu-roda e o conforto, foi explicada no item 2.2.3.

Desta primeira prova podemos salientar algumas observações interessantes:

- Existem frequências que dependem da velocidade do ônibus, que foram associadas com a rotação do conjunto pneu-roda;

- Existem algumas frequências constantes, independentes da velocidade do ônibus, que foram associadas a frequências naturais dos subsistemas do ônibus;
- As vibrações verticais e transversais geralmente são coincidentes em termos de frequências, exceto pelo fato que as vibrações verticais possuem uma amplitude maior.
- Nas vibrações verticais as componentes em torno de 10Hz têm uma presença marcante. Lembrar que estas são as frequências da massa-não-suspensa.
- A frequência natural do eixo em torno de 10Hz tem uma amplitude máxima na velocidade de 55-60km/h, quando a segunda harmônica coincide com esta frequência e a 110km/h quando a primeira harmônica também coincide com a frequência do eixo.
- No espectro de frequências na direção vertical e transversal, a faixa de frequências mais significativa está entre 8 e 20 Hz, e na direção longitudinal está entre 8 e 20 Hz e entre 24 e 36Hz.
- No geral as magnitudes espectrais aumentam com a velocidade, principalmente a 110km/h.
- Com relação a diferenças entre lado direito e esquerdo, a preponderância de um lado sobre o outro depende da banda de frequências considerada.
- Não foi encontrada nenhuma diferença significativa entre as vibrações verticais comparando-se lado direito e esquerdo, ou entre os jogos de pneus bons ou ruins.

O problema desta prova para correlação como desgaste segmentado proposto nesta tese, foi o fato de utilizar uma taxa de amostragem baixa, de 512Hz, que segundo o relatório de prova, foi filtrado com filtro *anti-aliasing* em 200Hz. Porém, existe uma inconsistência neste banco de dados, pois, de modo muito estranho, na análise dos dados onde foram calculadas as PSD dos sinais, foram encontradas frequências de alta energia acima de 200Hz, o que não deveria acontecer. Por esse motivo foi decidido refazer a prova vibracional em 2002 com sensores mais adequados, a uma taxa de amostragem de 6.4kHz, filtrado *anti-aliasing* em 1.6kHz.

Além da nova instrumentação, foram feitas provas com obstáculos na pista, barras de seção triangular e quadrada, para analisar a excitação das frequências naturais do conjunto pneu-suspensão. Estes dados também seriam utilizados na validação de novos modelos de pneu na área vibracional. Os detalhes da prova estão descritos no Anexo C.

Nesta segunda prova foi possível confirmar as vibrações em frequências médias do conjunto pneu-suspensão, que foram identificadas com a técnica de processamento de sinais tempo-frequência^[20], descrita no item 1.5.

4.2 PROVAS DE DESGASTE

Para complementação do estudo de desgaste irregular, foi realizada uma prova externa sobre estrada com quatro pneus medida 295/80 R22.5, de normal produção, especialmente controlados em termos de processo e uniformidade. A pressão utilizada para esses pneus foi de 95psi. A escolha do percurso, assim como do veículo, foi baseada no conhecimento e no histórico de provas passadas da Pirelli. O circuito escolhido é considerado de média a baixa severidade, com uma quilometragem média de 25.000 km/mês.

O ensaio consistiu em efetuar medições a cada 10.000 km em quatro pneus montados no eixo dianteiro de dois veículos, onde após cada medição foram realizados os rodízios entre pneus e veículos, buscando-se eliminar as possíveis influências de veículo e motorista na tipologia do desgaste irregular. Antes de reiniciar cada ensaio, os veículos foram revisados e alinhados.

No início da prova, o veículo foi pesado sem carga, onde fora constatado no eixo dianteiro, o peso de 2270kgf no lado esquerdo e 2320kgf no lado direito. Veículo utilizado: MB-O400, carroceria BUSSCAR JUM BUS “380”. Neste veículo o sistema de suspensão é idêntico ao do O-371, analisado neste trabalho.

Medições Realizadas:

- Em complemento às medições de desgaste tradicionalmente efetuadas no desenvolvimento de produto a cada trecho de quilometragem, foram efetuadas análises de raios-X, acompanhamento da excentricidade com a utilização de máquina específica para controle de uniformidade dos pneus D90 da Akron Standard;
- Análise dos perfis transversais da banda de rodagem (com perfilógrafo Pirelli) após os 30.000km, para caracterização do desgaste;
- Medição de dureza por bloco da rodagem, em posições pré-determinadas do pneu ao longo da circunferência;
- Medição de profundidade dos quatro sulcos, em quatro posições ao longo da direção circunferencial do pneu;
- Medição da perda de massa global do pneu;
- Determinação de um histograma de velocidade do veículo.
- Foram colhidas também, informações tradicionais como: temperatura, porcentagem de pista tempo com pista molhada, distância percorrida, impressão da área de contato (*impronta*) e fotografias da banda de rodagem.

Após o encerramento da prova que chegou aos 80.000km, os pneus dianteiro direito e o dianteiro esquerdo foram enviados para o laboratório de materiais da Pirelli.

Resultados a serem salientados neste trabalho:

Os indicadores de uniformidade mostram que o pneu vai piorando com o tempo. A primeira e segunda harmônica aumentam em módulo, indicando que à medida que o pneu vibra, causa mais desgaste irregular, que por sua vez, gera mais vibrações. Consiste em um ciclo fechado, onde é disparado o mecanismo do desgaste irregular.

De um modo geral, o pneu dianteiro direito possui uma tendência maior ao aumento da conicidade, resultando em desgaste assimétrico. Este fato pode ser atribuído à inclinação da pista e geometria da suspensão.

Aspecto das Improntas:

A figura abaixo ilustra o comportamento das improntas dos pneus após 70.000km.

Figura 4.2.1: aspecto de desgaste após 70.000km, dos pneus dianteiro direito (figura da direita) e dianteiro esquerdo (figura da esquerda), onde se observa um desgaste mais acentuado no lado direito do pneu dianteiro direito.

Resultado de excentricidade e fotos dos pneus:

Os gráficos de excentricidade radial ou RRO (*radial run-out*) foram obtidos através da variação da geometria no sentido radial do pneu (pico-a-pico), medida durante sua rotação na máquina D90. Os gráficos são referentes a 128 pontos coletados ao longo da circunferência do pneu. Observar que na região com maior variação de excentricidade, ela tende a aumentar com o tempo.

Figura 4.2.2: variação da excentricidade (pico-a-pico) ao longo da prova, até 70.000km.

De modo geral, podemos afirmar que existe uma tendência de comportamento similar entre os pneus montados nas mesmas posições. Nos pneus dianteiro esquerdo de ambas as provas, a influência da emenda de rodagem mostrou ser mais significativa, do que nos pneus montados na posição direita, contribuindo com isso para um aumento da excentricidade.

A foto abaixo mostra o maior nível de desgaste em que se encontra o pneu após 70.000 km percorridos. A foto representa a região com desgaste mais acentuado.

Figura 4.2.3: foto do desgaste irregular do pneu após 80.000km.

A perda de massa é maior nos pneus esquerdos em relação aos direitos.

Figura 4.2.4: desgaste medido pela profundidade dos sulcos.

Os pneus da posição dianteira direita, tiveram desgaste do tipo “queda de ombro” no lado externo; já os pneus dianteiros esquerdos tiveram um aumento de excentricidade apresentando o desgaste do tipo “rebaixamento de rib localizado”;

O pneu dianteiro esquerdo gasta mais rapidamente que o direito, sendo fortemente influenciado pela geometria da suspensão do veículo, provavelmente devido ao fato que o sistema de direção está conectado na roda esquerda.

De modo geral, os dados mostraram uma sensível influência do veículo nas tipologias de desgastes apresentadas nos pneus, sendo que esses desgastes são agravados com o avanço grau de desuniformidade do pneu, isto é, à medida que o desgaste irregular aumenta, acelera-se o processo de consumo irregular da banda de rodagem.

4.3 CONCLUSÕES E ANÁLISES DAS PROVAS SOBRE ESTRADA

A figura 4.3.1, sintetiza a hipótese do desgaste irregular correlacionado com a vibração do conjunto pneu suspensão. Foram levantadas várias evidências que demonstram o acoplamento de modos de vibrar do pneu e suspensão, excitados pelo perfil de pista, por desbalanceamentos e pela não-uniformidades do conjunto pneu-roda. Problemas na manutenção, o mau funcionamento de amortecedores, folgas nas buchas da suspensão, agravam o problema.

Hipótese: “LOOP” do desgaste irregular

Figura 4.3.1: hipótese sobre o ciclo do desgaste irregular (“loop do desgaste irregular”).

5 CONCLUSÕES GERAIS E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1 SÍNTESE DAS CONTRIBUIÇÕES E QUESTÕES EM ABERTO

Ao longo trabalho foram levantadas várias evidências indicando o possível acoplamento dos modos de vibrar do pneu com a suspensão em frequências médias, de 100 a 300Hz, uma faixa de frequências normalmente desprezada nas análises de durabilidade e ruído. Para os modos de vibrar nesta banda de frequências, resta somente o amortecimento das próprias estruturas, em particular o amortecimento do pneu, que deve absorver as vibrações, associadas neste trabalho ao desgaste irregular do tipo segmentado ou periódico. Existem casos em que não-uniformidades localizadas podem agir como pulsos periódicos, que dependendo da velocidade do veículo excitam os diferentes modos de vibrar dos subsistemas da suspensão. O atrito está intimamente correlacionado com o desgaste. Um coeficiente de atrito menor favorece escorregamentos maiores e mais desgaste. Compostos de borracha com histerese maior resultam em atrito maior e amortecem mais as vibrações, por outro lado, resulta em elevação da temperatura no corpo do pneu devido à histerese, que pode acelerar o envelhecimento da carcaça. Nas camadas mais externas, devido ao mecanismo da temperatura *flash*, a temperatura superficial instantânea pode atingir valores da ordem de 200°C. Nas camadas mais internas, ao longo da espessura da banda de rodagem, as temperaturas chegam a valores de até 100°C. Faltam mais estudos para estudar de forma conjunta o atrito e o desgaste considerando-se o efeito térmico.

5.2 NOVOS MODELOS E ANÁLISES

Existem duas possibilidades de evolução dos modelos para atingir os objetivos de simular o desgaste irregular:

- 1) evoluir o modelo multicorpos do veículo, incorporando novos modelos de pneu capazes de levar em conta vibrações em frequências maiores, acima de 100Hz, e esforços no contato, como no caso de modelos do tipo “*brush model*”. Alguns modelos de pneu que incluem a flexibilidade do pacote de cinturas já estão disponíveis no mercado, como o FTire ^[11], mas ainda para frequências relativamente baixas até 100-150Hz, incorporando somente os primeiros modos de vibrar do pneu.
- 2) evoluir os modelos a elementos finitos em simulações dinâmicas do veículo completo, modelando-se todo o conjunto do veículo, incorporando detalhes do subsistema pneu-suspensão, com os graus de liberdade necessários para estudar os escorregamentos localizados no pneu. Esta técnica já é possível hoje com os “conectores” do programa ABAQUS ^[52]. Vejo esta solução, como mais viável em curto prazo, uma vez que o poder computacional está aumentando rapidamente, e tudo indica que vai continuar seguindo este caminho. Portanto, o aumento do número de graus de liberdade não será um problema. Por outro lado, os modelos de pneu onde é possível calcular os escorregamentos e o trabalho de abrasão já estão prontos.

Uma vez definido o modelo do futuro, análises de sensibilidade dos parâmetros de regulação da suspensão e componentes no comportamento vibracional do veículo (camber, convergência, calibração de amortecedores, etc.), serão facilmente aplicáveis. Bem como, serão factíveis os estudos de sensibilidade de parâmetros operacionais (carga transportada, pressão do pneu, inclinação da pista, acelerações e frenagens).

As simulações propostas acima poderão ainda contar com as novas técnicas de otimização via simulações estocásticas, onde as variabilidades de processo podem ser levadas em conta, desde a uniformidade do pneu até, variações de ajuste da suspensão.

O futuro aponta para o modelo completo, permitindo desenvolvimentos conjuntos entre montadoras de veículos e seus fornecedores, em análises de co-design, e homologações virtuais dos produtos.

REFERÊNCIAS*

- [1] CLARK, S.K. (1982). **Mechanics of pneumatic tires**. Washington: NHTSA.
- [2] GENT, A.N.; WALTER, J.D. (2005). **The Pneumatic tire**. Washington: NHTSA. 2005. 1 CD-ROM.
- [3] PACEJKA, H.B. (2002). **Tire and vehicle dynamics**. Washington: SAE International.
- [4] COSTA, A.L.A. (2000). **Estudo de desgaste de pneus de caminhões e ônibus utilizando-se o método dos elementos finitos**. 90p. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2000.
- [5] COSTA, A.L.A. (2002). Vibrational behavior of tire-suspension system for commercial vehicles regarding comfort and tread wear. In: COLLOQUIUM INTERNACIONAL DE SUSPENSÕES , 2./ COLLOQUIUM DE IMPLEMENTOS RODOVIÁRIOS, 2002, Caxias do Sul. **Proceedings...** Caxias do Sul: SAE Brasil – Seção Caxias do Sul.
- [6] RADIAL tire conditions analysis guide: a comprehensive review of tread wear and tire conditions. (1994). Alexandria: The Tire Maintenance Council.
- [7] SINATORA, A. (2005). **Tribologia**: um resgate histórico e o estado da arte. 1v. Erudição (Prof. Titular) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.
- [8] BOLTON, J.S.; SONG, H.J.; KIM, Y.K. (1998). The wave number decomposition approach to the analysis of tire vibration. In: NATIONAL CONFERENCE ON NOISE CONTROL ENGINEERING, 1998, Ypsilente. **Proceedings...** Sweden: Swedish National Road and Transport Research Institute.

---

* Utilizado o sistema numérico no texto de acordo com:

- [9] BERNHARD, R.J. (2005). Tire Noise Fundamentals. In: **Seminário sobre ruídos de pneus**. Campinas: UNICAMP, 12 ago. 2005
- [10] DEODHAR, A. (2005) **Ride Dynamic Response of Commercial Vehicles Subjected to Wheel Unbalance and Non-uniformity Effects**. 242p. M.Sc. Dissertation – Concordia University, Montreal, 2005.
- [11] DORFI, H.R. (2005) Tire Non-Uniformities and steering wheel vibrations. **Tire Science and Technology**, Akron, v.33, n.2, p. 64-102. Apr./Jun.
- [12] SOEDEL, W. (1975). On The Dynamic Response of Rolling Tires According to Thin shell Approximations. **Journal of Sound and Vibration**. v.41, n.2, p.233-246.
- [13] CHATTERJEE, A.; CUSUMANO, J.P.; ZOLOCKY, J.D. (1999). On Contact-induced standing waves in rotating tires: experiment and theory. **Journal of Sound and Vibration**. v.227, n.5, p.1049-1081.
- [14] NEGRUS, E.M.; ANGHELACHE, G.; SOROHAN, S. (1998). **Tire radial vibrations at high speed of rolling**. Washington: SAE International. (SAE-980260).
- [15] GILLESPIE, T.D. (1992). **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers. 519p. ISBN 1-56091-199-9.
- [16] DIXON, J.C. (1996). **Tires, Suspension and Handling**. Washington: SAE International. 435p. ISBN 1-56091-831-4
- [17] SANTOS, J.M.; COSTA, A.L.A.; ARRUDA, J.R. (2002). Truck tire finite element model validation by experimental modal analysis. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON STRUCTURAL DYNAMICS MODELING, TEST, ANALYSIS, CORRELATION AND VALIDATION, 2., 2002, Madeira Island. **Proceedings...** Lisboa: Instituto Superior Técnico. v.1, p.681-691.

- [18] SUEOKA, A.; RYU, T.; KONDOU T.; TOGASHI M.; FUJIMOTO T. (1997). Polygonal wear of automobile tire. **JSME International Journal** – series C, Tokyo, v.40, n.2, p.209-217, June.
- [19] PRADO, M.; CUNHA, R.H.; COSTA NETO, A.C.; COSTA, A.L.A.; D'ELBOUX, J.E. (2001). Bus handling validation and analysis using ADAMS/Car. In: EUROPEAN MECHANICAL DYNAMICS USER CONFERENCE, 16., Berchtesgaden. **Proceedings...** Stoano: MSC Software.
- [20] MARPLE JR., S.L. (1998). Time-frequency signal analysis: issues and alternative methods. In: IEEE INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON FREQUENCY AND TIME-SCALE ANALYSIS, 1998, San Diego. **Proceedings...** New York: IEEE. p.329-332.
- [21] RILL, G. (2002). **Vehicle dynamics**. [S.l.]: Fachhochschule Regensburg: University of Applied Science. (Lecture Notes).
- [22] PINHEIRO, E.G. (2001) **Modelos numéricos aplicados à vulcanização de pneus**. Dissertação (Mestrado), Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2001.
- [23] GROSCH, K.A. (1998). Laboratory assessment of traction and wear of tyre tread compounds and its relation to road performance. In: TYRETECH'98, 1998, London. **Proceedings...** Shrewsbury: RAPRA Technology.
- [24] GROSCH, K.A. (1996). The Rolling resistance, wear and traction properties of tread compounds. **Rubber Chemistry and Technology**, Easton, v.69, n.3, p.495-568.
- [25] SCHALLAMACH, A.; GROSCH, K.A. (1982). Tire traction and wear. In: CLARK, S.K. (Ed.). **Mechanics of pneumatic tires**. Washington: NHTSA. p.367-401.
- [26] SCHALLAMACH, A. (1952). The Load dependence of rubber friction. **The Proceedings of the Physical Society**, London, v.65B, n.9, p.657-661.

- [27] VEITH, A.G. (1992). A Review of important factors affecting treadwear. **Rubber Chemistry and Technology**, Easton, v.65, n.3, p.601-657, July/Aug.
- [28] LE MAÎTRE, O.; SÜSSNER, M.; ZARAK, C. (1998). **Evaluation of Tire Wear Performance**. Washington: SAE International.
- [29] PERSSON, B. (2006). Rubber friction: role of the flash temperature. **Journal of Physics: condensed matter**, London, v.18, n.32, p.7789-7824.
- [30] PERSSON, B.N.J. (1998). **Sliding friction: physical principles and applications**. Berlin: Springer. 515p.
- [31] MOORE, D.F. (1975). **The Friction of pneumatic tyres**. Amsterdam: Elsevier Scientific.
- [32] MOORE, D.F. (1975). **Principles and applications of tribology**. Oxford: Pergamon.
- [33] SAKAI, H. (2001). Tribology of tire. **Journal of Japanese Society of Tribologists**, Tokyo, v.46, n.3, p.228-233.
- [34] JAPAN AUTOMOBILE MANUFACTURERS ASSOCIATION. **Tire industry of Japan 2006**. Tokyo, 2006. Disponível em: <<http://www.jatma.or.jp/index.html>>. Acesso em: 25 fev. 2007.
- [35] ANDRESEN, A.; WAMBOLD, J. C. (1999). **Friction Fundamentals, Concepts and Methodology**. Montreal: TRANSPORTATION DEVELOPMENT CENTRE. 1999.
- [36] BOWDEN, F. P.; TABOR, D. (1950). **The friction and lubrication of solids**. Oxford: University Press. 1950. 427 p. ISBN 13: 978-0-19-850777-2.
- [37] YAMAZAKI, S. (2003). Tire friction property on indoor drum surface and actual road surface. In: TIRE TECHNOLOGY CONFERENCE AND EXPO, 2003, Hamburg. **Proceedings...** [S.l.: s.n.].
- [38] MUHR, A.H.; ROBERTS, A.D. Natural rubber science and technology. In: ROBERTS, A.D. **Friction wear**. Oxford: Oxford Science. p.773.

- [39] ROBERTS, A.D. (1989). A Guide to estimate the friction of rubber. **Rubber Chemistry and Technology**, Easton, v.65, n.3, p.673-686.
- [40] APS, M. (2006). **Classificação da aderência pneu-pavimento pelo índice combinado IFI - International Friction Index para revestimentos asfálticos**. 179p. Tese (Doutorado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.
- [41] INTERNATIONAL PIARC EXPERIENCE TO COMPARE AND HARMONIZE TEXTURE AND SKID RESISTANCE MEASUREMENTS, 1996, Paris. **Publication 01.04.T**. Paris: PIARC.
- [42] AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS (1998). ASTM E-303-93: Standard method for measuring frictional properties using the british pendulum tester. In: ANNUAL book of ASTM standards, road and paving materials; vehicle-pavement systems. Philadelphia. v.04.03.
- [43] AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS (2001). ASTM E-965-96: Standard method for measuring surface macro texture depth using a volumetric technique. In: ANNUAL book of ASTM standards, road and paving materials; vehicle-pavement systems. Philadelphia. v.04.03.
- [44] AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS (2001). ASTM E-1960-98: Standard practice for calculating international friction index of a pavement surface. In: ANNUAL book of ASTM standards, road and paving materials; vehicle-pavement systems. Philadelphia. v.04.03
- [45] APS, M.; BERNUCCI, L.B.; COSTA, A.L.A.; CANALE, A.C.; QUINTANILHA, J.A.; SINATORA, A.; MACHADO FILHO, P.R. (2003). Aderência pneu-pavimento obtida por meio de ensaios de macro e microtextura e em provas de frenagem com veículos comerciais e sua interface na simulação dinâmica de um veículo em pista. In: encontro nacional de conservação rodoviária, 8., 2003, Gramado. **Anais...** [S.l.: s.n].

- [46] AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS (2003). ASTM F 1426-94: Standard Practice for Identifying Tire Tread Surface Irregular Wear Patterns Resulting from Tire Use. West Conshohocken. 2003.
- [47] AKRON standard tire uniformity optimizer with the TQC-86 digital computer. (1986). Akron: Akron Standard Division, The Eagle Picher.
- [48] COSTA NETO, A. (19-?). **Dinâmica veicular**. [S.l.: s.n.]. Notas de aula.
- [49] ALBOHR, O.; BREUER B.; KUHLMANN U.; MISANI P.; STROTHJOHANN T.; XIE C. (2001). **Determination of dynamic friction characteristics during braking and the consequence for performance prediction**. Columbus: American Chemical Society.
- [50] ROBECCHI, E.; TAVAZZA, G.; CERVI, E. Finite element techniques to design tyres. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON AUTOMOTIVE TECHNOLOGY & AUTOMATION, 1980, Turin, Italy. **ISATA 80**: proceedings. [S.I.: s.n.], v.1, p. 277-295, 1980.
- [51] GALL, R.; TRACIK, P.; ANDREWS, M. (1993). On The Incorporation of frictional effects in the tire/ground contact area. **Tire Science and Technology**, Akron, v.21, n.1, p.2-22, Jan.
- [52] ABAQUS Standard user's manual: version 6.6-1. (2006). Headquarters-Providence: ABAQUS.
- [53] COSTA, A.L.A. (1997). **Previsione sull'usura del battistrada, utilizzando modelli a Elementi finiti**. Santo André: Pirelli Pneus. RT Interno Pirelli.
- [54] COSTA, A.L.A. (2002). Desenvolvimento de pneus utilizando-se ensaios laboratoriais e simulações computacionais. In: ENCONTRO TÉCNICO: testes e ensaios de materiais para a indústria automobilística, 2002, São Bernardo do Campo. **Anais...** São Paulo: Associação Brasileira de Engenharia Automotiva.

- [55] PINHEIRO, E.G.; COSTA, A.L.A. (1999). ABAQUS aplicado em análises de pneus Pirelli. In: REUNIÃO LATINO AMERICANA DE USUÁRIOS ABAQUS, 1999, Buenos Aires. **Anais...** [S.l.: s.n.].
- [56] ZUCATO, I. (2006), **Influência da estrutura ímpar em pneus de lonas cruzadas (cross-ply)**. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.
- [57] COSTA A.L.A.; NATALINI, M.; INGLESE, M.F.; XAVIER, O.A.M. (1998). Tire bead overheating in urban buses and trucks using drum brake systems. **Tire Science and Technology**, Akron, v.26, n.1, p. 51-62, Jan.
- [58] MSC SOFTWARE CORPORATION. **Non linear finite element analysis of elastomers**. Los Angeles, 2000.
- [59] CARVALHO, P.H.V. (2006). **Caracterização do envelhecimento termomecânico de compostos de borracha utilizados em pneus visando a aplicação em simulações pelo método dos elementos finitos**. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.
- [60] PRADO, M. (2003). **Desenvolvimento de um modelo não linear de três graus de liberdade para a análise da dinâmica lateral de um ônibus com suspensão a ar**. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2003.
- [61] OWENS, R.H.; BRIDGWATER, A.P. (1994). Non-contacting vibration measurement on rotating tyres. In: TYRETECH'94, 1994, Munich. **Proceedings...** Swrecwsbury: RAPRA.
- [62] EIRICH, F.R. (1978). **Science and technology of rubber**. New York: ACADEMIC PRESS.
- [63] CANALE, A.C. (2004). **Frenagem**. [S.l.: s.n.]. Notas de aula.

ANEXOS

ANEXO A - Relatório de Índice dos testes de handling

ANEXO B - Relatório de índice dos testes de conforto vibracional.

ANEXO C - Relatório de índice. Medições de vibração e torção no eixo dianteiro do veículo

MBB O-371.

Anexo - A

Relatório de Índice dos Testes de Handling

Síntese dos dados do ensaio e caracterização das medições. (características do veículo, grandezas físicas medidas, posicionamento e características dos sensores, calibração e dados gerais sobre a aquisição.

1 Objetivo

O objetivo principal do ensaio, será a calibração do modelo em multi-corpos (ADAMS), tanto do veículo em questão, como de um modelo para de pneu, que seja aplicável em handling, conforto vibracional e desgaste.

2 Dados do Veículo

Seguem abaixo, as características dimensionais, de motorização e demais informações importantes.

Fabricante:	Mercedes Benz do Brasil
Modelo:	O-371 (RS)
Ano de Fabricação:	1991
Motor:	Diesel, Mercedes-Benz, OM-447A, 6 cilindros em linha, turbo
Potência Máxima:	260KW (354CV) @ 2100rpm
Comprimento Total:	12000mm
Dist. entre pneus dianteiros:	2005mm
Dist. entre pneus traseiros:	1821mm
Entre Eixos:	6330mm

Vale salientar que à pesar de tratar-se de um veículo com 9 anos e cerca de 835.000km, sua suspensão e sistema de direção, foi recentemente substituído pela própria Mercedes Benz, objetivando este ensaio.

2.1 Handling

Todas as medições de Handling (Steering Pad, Single e Double Lane Change, Step Steer e Sterzo Random), foram realizadas no Campo Provas Sumaré, no dia 27/07/2000.

Durante as medições, foram controladas as temperaturas Ambiente e do Asfalto e a Umidade Relativa do Ar, com o objetivo de verificar possíveis variações bruscas nas condições do ensaio.

2.1.1 Rodas / Pneus

2.1.1.1 Rodas

Medida	8,25x22,5
Off-set	153mm
Material	Aço

2.1.1.2 Pneus

Medida	295/80R22,5
Tipo	FH55
DOT	099 (todos)

Matrícula	DE		DD	
	KEE 05307		KEE 12372	
	TEE	TEI	TDI	TDE
	KEE 10116	KEE 05318	KEE 05314	KEE 07468

Pressão	100psi

Para este grupo de medições, foram utilizados os pneus que já equipavam o veículo, mas com baixíssima quilometragem (cerca de 1000km).

2.1.2 Descrição dos Canais

Canal	Descrição		Sensor	Taxa de Amostragem	Filtro Anti-aliasing	Relação
1	Aceleração Transversal, na direção do Eixo Dianteiro do veículo.		B12/500	125Hz	40Hz	x
2	Aceleração Transversal, na direção do Eixo Traseiro do veículo.					x
3	Velocidade Angular em torno do eixo “z”, no CG.		Giroscópio (Imbardômetro)			1V= 10º/s 0V= 0º/s
4	Aceleração na direção longitudinal ao veículo, no CG (eixo “x”).		Acelerômetro Triaxial Datron			±1V= ±0,5G 0V= 0G
5	Curso de Suspensão	Dianteira Direita	LVDT HBM		40Hz	10V= 200mm
6		Dianteira Esquerda	LVDT HBM		40Hz	10V= 200mm
7	Aceleração na direção transversal ao veículo, no CG (eixo “y”).		Acelerômetro Triaxial Datron			±1V= ±0,5G 0V= 0G
8	Velocidade Longitudinal do Veículo.		Datron Correvit V1/V2			1V= 12,5km/h 0V= 0G
9	Ângulo de deriva da Trajetória do veículo.		Datron Correvit V1/V2			250mV= 1º 0V= 0º

10	Sensor de curso do Amortecedor de Direção, na posição Dianteira Direita.		Sensor de Cuso Pi		2,42V= 0mm 1,80V= +32mm 3,00V= -29,5mm
11 (*)	Ângulo de Esterço (no volante).		Potenciômetro Pi		Relação Std (*) 2,67V = 0° 4,07V = +90° 1,37V = -90° Relação H (*) 4,50V = 0° 3,18V = -90° 1,95V = -180° Relação AH (*) 0,50V = 0° 1,82V = +90° 3,07V = +180°
12	Altura do Veículo em Relação ao Solo	Dianteira Esquerda	Sistema Laser Pi		1,88V = 0mm 1,12V = 25mm
13		Dianteira Direita			2,11V = 0mm 1,37V = 25mm
14		Traseira Esquerda			2,08V = 0mm 1,33V = 25mm
15		Traseira Direita			2,11V = 0mm 1,38V = 25mm

(*) **Canal 11** – Para o canal de aquisição em questão, foi utilizado um sensor, que não tem a capacidade de medir todo o range de necessário para as manobras propostas (vide item 3.1.3.6 Sensor de Posição de Volante).

Pensando em solucionar este problema, foram estabelecidas três calibrações para o sinal em questão, conforme descrito abaixo:

Relação Std – Utilizada nas manobras em *retilíneo*, ou naquelas em que não foi possível identificar uma predominância entre os lados no esterçamento;

Relação H – Utilizada nas manobras, onde o veículo, ira girar, predominantemente no sentido *horário* (girar o volante para direita);

Relação AH – Utilizada nas manobras, onde o veículo, ira girar, predominantemente no sentido *anti-horário* (girar o volante para esquerda).

No item 3.1.4 Arquivos / Medições, para cada arquivo, será indicado qual a relação deverá ser utilizada para o Canal 11 – Ângulo de Esterço.

2.1.3 Sensores

2.1.3.1 Velocidade e Ângulo de Deriva (Canais 8 e 9)

Sensor óptico de velocidade Datron Correvit.

Modelo V1

Dist. de trabalho 520±60mm (do solo)

Faixa de trabalho 0,5 a 310km/h

Alimentação 10,5 a 15V (57W)

Sinal Saída 0 a 5V (velocidade longitudinal e transversal)

-5 a +5V (ângulo de deriva)

2.1.3.1.1 Posicionamento

Sensor instalado na direção da linha de centro longitudinal do veículo, a 2240mm de distância do eixo dianteiro e a 520mm do solo.

2.1.3.2 Velocidade angular (Giroscópio = “Imbardômetro”)(Canal 3)

Sensor de Velocidade Angular British Aerospace.

Modelo 299640-0100

Faixa de trabalho -50 a +50 %/s

Alimentação +8.5 a +18V ($\leq 130\text{mA}$)

Sinal Saída -5 a +5V

2.1.3.2.1 Posicionamento

O Centro de Gravidade, foi calculado, levando-se em conta, somente os pesos por eixo do veículo, portanto, considera-se uma distribuição ideal de carga no veículo entre os lados.

2.1.3.3 Acelerômetro triaxial (Canais 4 e 7)

Acelerômetro triaxial Datron.

Modelo	TAA-3201M4
Faixa de trabalho	-1 a +1G (nos 3 eixos)
Alimentação	+5±0.25Vdc (<30mA)
Sinal Saída	0 a 5 Vdc

2.1.3.3.1 Posicionamento

Mesmo do item anterior.

2.1.3.4 Acelerômetros Monoaxiais (Canais 1 e 2)

Acelerômetros Indutivos HBM.

Modelo	B12/500
Faixa de trabalho	±1000m/s ²
Alimentação	2.5V ± 5%
Sinal de Saída	± 80mV/V

2.1.3.4.1 Posicionamento

Plano do Assoalho do Veículo

Acelerômetros posicionados no sentido transversal ao veículo, e na direção dos eixos.

2.1.3.5 Sensores de Curso de Suspensão (Canais 5 e 6)

Sensor LVDT HBM.

Faixa de trabalho

0 a 300mm

Alimentação

2.5V

Sinal Saída

0 a 10V

2.1.3.5.1 Posicionamento

Instalado para trabalhar em conjunto com o amortecedor de suspensão dianteiro em cada um dos lados do veículo.

Vale também lembrar, que em cada lado da suspensão dianteira deste veículo, existem dois amortecedores, e o instrumentado foi o mais próximo da dianteira do veículo.

2.1.3.6 Sensor de Posição de Volante (Canal 11)

Potenciômetro Pi (sensor de ângulo de esterço).

Modelo	Rotary potentiometer (continuous) (01B-033106)
Faixa de trabalho	0 a 338°
Alimentação	5V (5mA)
Sinal Saída	0 a 5V

2.1.3.6.1 Posicionamento

Trabalha de forma solidária a direção do veículo, conforme visto na figura acima e com relação a um possível escorregamento entre o disco do sensor e o volante, foram feitas marcas em ambos que a cada passagem eram checadas.

Como o sensor em questão não se trata de um potenciômetro multi-voltas, a faixa de medição é restrita a 338°, portanto podem surgir incoerências no sinal, que deverão ser identificadas e corrigidas, conforme exemplo à seguir.

2.1.3.7 Sensor de Curso (Canal 10)

Sensor de Curso Pi (sensor de curso, já com saída condicionada DC).

Modelo	Linear potentiometer range (01B-033344)
Faixa de trabalho	0 a 250mm
Alimentação	5V (0,5mA)
Sinal Saída	0 a 5V

2.1.3.7.1 Posicionamento

Sensor instalado de forma solidária ao amortecedor de direção do veículo, na roda dianteira direita, pois como se pode verificar no esquema acima, é a roda onde o comando de direção chega após a passagem de um número maior de componentes.

2.1.3.8 Sensor de Altura do Solo (Canais 12, 13, 14 e 15)

Canhões Laser Pi (4 sensores ópticos de altura em relação a um plano, com saída condicionada DC).

Modelo	Long-range Ride Height System (30B-050195)
Faixa de trabalho	50 a 200mm
Alimentação	10 a 18V (400mA)
Sinal Saída	0 a 4,7V

2.1.3.8.1 Posicionamento

Sensores, posicionados na direção da face externa da longarina do veículo, a 130mm do solo.

2.1.4 Arquivos / Medições

Antes de iniciar as medições, foi executado um aquecimento nos pneus de aproximadamente 10km, com o intuito de manter os pneus na mesma condição de temperatura em todas as medições.

Após este aquecimento a temperatura nos pneus era a seguinte:

	Centro da BR	Centro do Flanco
DD	31.4°C	29.0°C
DE	29.2°C	26.1°C

2.1.4.1 ZEROPL

Descrição	Veículo parado na reta principal, nas condições de carga do ensaio e com Motor Ligado.
Tempo Aprox.	20 s
Horário Aprox.	10:05hs
Canal 11	Relação Std

2.1.4.2 ZEROPL

Descrição	Veículo parado na reta principal, nas condições de carga do ensaio e com Motor Desligado.
Tempo Aprox.	20 s
Horário Aprox.	10:05hs
Canal 11	Relação Std

2.1.4.3 VCONST60

Descrição	Veículo a 60km/h, velocidade constante e em retilíneo.
Tempo Aprox.	10 s
Horário Aprox.	10:15hs
Temp. Ambiente	23.8°C
Temp. Asfalto	29.0°C
UR	52%
Canal 11	Relação Std

2.1.4.4 FRE60

Descrição	Frenagem, em retilíneo e sem travamento das rodas, de 60km/h, até a imobilização do veículo.
Tempo Aprox.	9 s
Horário Aprox.	10:20hs

2.1.4.5 TR34

Descrição	Aceleração do veículo em retilíneo, com uma troca de marcha, de 3ª para 4ª.
Tempo Aprox.	9 s
Horário Aprox.	10:29hs
Canal 11	Relação Std

2.1.4.6 SPCH

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido horário, a velocidade constante de 30km/h, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	30 s
Horário Aprox.	10:55hs
Temp. Ambiente	24.0°C
Temp. Asfalto	29.5°C
UR	42%
Canal 11	Relação H

2.1.4.7 SPVH

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido horário, 3ª Marcha e velocidade crescente de 10 a 30km/h, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	?? s
Horário Aprox.	11:00hs
Temp. Ambiente	24.5°C
Temp. Asfalto	27.2°C
UR	42%
Canal 11	Relação H

2.1.4.8 SPCA

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido anti-horário, a velocidade constante de 30km/h, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	30 s
Horário Aprox.	11:07hs
Canal 11	Relação AH

2.1.4.9 SPVA

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido anti-horário, 3ª Marcha e velocidade crescente de 10 a 30km/h, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	?? s
Horário Aprox.	11:10hs
Canal 11	Relação AH

2.1.4.10 SPC20H

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido horário, volta completa a velocidade constante de 20km/h, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	52 s
Horário Aprox.	11:15hs
Canal 11	Relação H

2.1.4.11 SPC30H

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido horário, volta completa a velocidade constante de 30km/h, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	33 s
Horário Aprox.	11:17hs
Canal 11	Relação H

2.1.4.12 SPC40H

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido horário, volta completa a velocidade constante de 40km/h, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	16 s
Horário Aprox.	11:20hs
Canal 11	Relação H

2.1.4.13 SPC20A

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido anti-horário, volta completa a velocidade constante de 20km/h, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	52 s
Horário Aprox.	11:20hs
Canal 11	Relação AH

2.1.4.14 SPC30A

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido anti-horário, volta completa a velocidade constante de 30km/h, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	33 s
Horário Aprox.	11:22hs
Canal 11	Relação AH

2.1.4.15 SPC40A

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido anti-horário, volta completa a velocidade constante de 40km/h, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	16 s
Horário Aprox.	11:25hs
Canal 11	Relação AH

2.1.4.16 SS20A

Descrição	Step Steer no sentido anti-horário, com velocidade de ingresso de 20km/h.
Tempo Aprox.	19 s
Horário Aprox.	11:35hs
Canal 11	Relação AH

2.1.4.17 SS40A

Descrição	Step Steer no sentido anti-horário, com velocidade de ingresso de 40km/h.
Tempo Aprox.	11 s
Horário Aprox.	11:40hs
Canal 11	Relação AH

2.1.4.18 SLC20

Descrição	Single Lane Change, na reta principal, sentido Anhanguera-Paulínea, a 20km/h.
Tempo Aprox.	26 s
Horário Aprox.	11:52hs
Temp. Ambiente	24.0°C
Temp. Asfalto	41.0°C
UR	44%
Canal 11	Relação Std

2.1.4.19 SLC40

Descrição	Single Lane Change, na reta principal, sentido Anhanguera-Paulínea, a 40km/h.
Tempo Aprox.	14 s
Horário Aprox.	11:55hs
Canal 11	Relação Std

2.1.4.20 SLC60

Descrição	Single Lane Change, na reta principal, sentido Anhanguera-Paulínea, a 60km/h.
Tempo Aprox.	9 s
Horário Aprox.	11:55hs
Canal 11	Relação Std

2.1.4.21 SLC80

Descrição	Single Lane Change, na reta principal, sentido Anhanguera-Paulínea, a 80km/h.
Tempo Aprox.	7 s
Horário Aprox.	12:00hs
Canal 11	Relação Std

2.1.4.22 DLC20

Descrição	Double Lane Change, na reta principal, sentido Anhanguera-Paulínea, a 20km/h.
Tempo Aprox.	32 s
Horário Aprox.	12:05hs
Temp. Ambiente	22.8°C
Temp. Asfalto	43.0°C
UR	52%
Canal 11	Relação Std

2.1.4.23 DLC40

Descrição	Double Lane Change, na reta principal, sentido Anhanguera-Paulínea, a 40km/h.
Tempo Aprox.	19 s
Horário Aprox.	12:09hs
Canal 11	Relação Std

2.1.4.24 DLC60

Descrição	Double Lane Change, na reta principal, sentido Anhanguera-Paulínea, a 60km/h.
Tempo Aprox.	11 s
Horário Aprox.	12:11hs
Canal 11	Relação Std

2.1.4.25 SPA0400E

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido anti-horário, partindo do repouso, indo a 40km/h e voltando ao repouso, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	71 s
Horário Aprox.	16:25hs
Canal 11	Relação AH

2.1.4.26 SPA0400I

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido anti-horário, partindo do repouso, indo a 40km/h e voltando ao repouso, no anel interno (Raio Central da Faixa 42,5m).
Tempo Aprox.	94 s
Horário Aprox.	16:30hs
Canal 11	Relação AH

2.1.4.27 SPH0400E

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido horário, partindo do repouso, indo a 40km/h e voltando ao repouso, no anel externo (Raio Central da Faixa 47,5m).
Tempo Aprox.	110 s
Horário Aprox.	16:32hs
Canal 11	Relação H

2.1.4.28 SPH0400I

Descrição	Anel Circular (steering-pad) no sentido horário, partindo do repouso, indo a 40km/h e voltando ao repouso, no anel interno (Raio Central da Faixa 42,5m).
Tempo Aprox.	95 s
Horário Aprox.	16:35hs
Canal 11	Relação H

2.1.4.29 SENO3M (*)

Descrição	Manobra, com esterçamento sucessivo, para ambos os lados, tentando reproduzir uma senoide, com aumento da frequência (Sterzo Random).
Tempo Aprox.	23 s
Horário Aprox.	17:00hs
Canal 11	Relação Std

O objetivo seria obter um sinal de ângulo de esterço parecido com o exemplo abaixo.

Anexo - B

Relatório de Índice dos Testes de Conforto Vibracional

Síntese dos dados do ensaio e caracterização das medições. (características do veículo, grandezas físicas medidas, posicionamento e características dos sensores, calibração e dados gerais sobre a aquisição.

1 Objetivo

O objetivo principal do ensaio, será a calibração do modelo em multi-corpos (ADAMS), tanto do veículo em questão, como de um modelo de pneu, que seja aplicável em conforto vibracional e desgaste. Além disso, obter dados que auxiliem os engenheiros projetistas à analisar e melhor compreender alguns fenômenos dinâmicos/cinemáticos que ocorrem no conjunto pneu-suspensão.

2 Dados do Veículo

Seguem abaixo, as características dimensionais, de motorização e demais informações importantes:

Fabricante:	Mercedes Benz do Brasil
Modelo:	O-371 (RS)
Ano de Fabricação:	1991
Motor:	Diesel, Mercedes-Benz, OM-447A, 6 cilindros em linha, turbo
Potência Máxima:	260KW (354CV) @ 2100rpm
Comprimento Total:	12000mm
Dist. entre pneus dianteiros:	2005mm
Dist. entre pneus traseiros:	1821mm
Entre Eixos:	6330mm

Vale salientar que à pesar de tratar-se de um veículo com 9 anos e cerca de 835.000km, sua suspensão e sistema de direção, foi recentemente substituído pela própria Mercedes Benz, objetivando este ensaio.

2.1 Conforto Vibracional

As medições da prova de conforto vibracional foram realizadas tanto no Campo Provas de Sumaré, bem como na rodovia dos Bandeirantes entre os quilômetros 85 e 96 em ambos os sentidos (Capital-Interior e vice-versa) nos dias 01/08, 02/08 e 04/08/2000.

As condições atmosféricas também foram averiguadas com o mesmo intuito de verificar mudanças abruptas no clima, o que poderia vir a interferir nos resultados.

PROCEDIMENTOS:

A avaliação de conforto vibracional proposta, visa levantar informações em campo, de parâmetros que auxiliem a análise dinâmica de fatores ainda não precisamente conhecidos, do comportamento do veículo. Portanto faz-se necessário buscar todas condições possíveis encontradas usualmente na vida real.

Em se tratando deste estudo especificamente, para que todas estas situações pudessem ser simuladas, foi necessário gerar os mais diversos sinais de entrada. Estes "inputs de excitação" é de extrema importância para avaliar a resposta dinâmica do conjunto Pneu\Suspensão.

Para conseguir estes sinais de entrada, foram utilizados 4 pneus com diferentes índices de uniformidade (o que será melhor explicado mais adiante).

Estes 4 pneus foram classificados em termos de uniformidade; 2 como **bons** e 2 como **ruins**.

Assim, o teste foi realizado com a seguinte configuração:

DATA	DISTRIBUIÇÃO		DENOMINAÇÃO
	Dianteiro Esquerdo	Dianteiro Direito	
01/08/2000	KFT75643	KFT63066	BB
02/08/2000	KFT45107	KFT45073	RR
04/08/2000	KFT45073	KFT63066	RB
04/08/2000	KFT63066	KFT45073	BR

2.1.1 Rodas / Pneus

2.1.1.1 Rodas

As rodas utilizadas foram as mesmas da prova de handling, ou seja:

- * Medida 8,25x22,5"
- * Off-set 153mm
- * Material Aço

2.1.1.2 Pneus

Medida	295/80R22,5
Tipo	FH55
Pressão	100 psi

2.1.1.2.1 Traseiros

TRASEIROS - DOT(099)		
	Esquerdos	Direitos
Interno	KEE 05318	KEE 05314
Externo	KEE 10116	KEE 07468

Manteve-se a mesma configuração da prova de handling.

2.1.1.2.2 Dianteiros

Para a prova de conforto, na dianteira, utilizou-se alternadamente 4 pneus, os quais apresentaram características de uniformidade diferentes, sendo que a ordem de montagem foi escolhida de acordo com o objetivo da medição, como previamente descrito. A tabela abaixo mostra os valores encontrados para cada pneu:

	FVRC (Kg)	FRH1 (Kg)	FRH2 (Kg)	RRO (mm)	JOGO	CATEGORIA
KFT 75643	95.67	37.67	16.46	1.3	2	(A)
KFT 63066	60.21	45.77	15.72	0.95	2	(A)
KFT 45107	67.67	15.69	38.08	0.96	1	(A)
KFT 45073	138.1	61.16	51.55	2.06	1	(C)

Legenda	
FVRC	Radial Force variation
FRH1	Magnitude da 1ª Harmônica
FRH2	Magnitude da 2ª Harmônica
RRO	Radial Runout

FVRC: Pode ser o resultado de uma excentricidade radial, de uma variação de rigidez da estrutura do pneumático, ou uma variação da distribuição de massa. É representada na tabela para aprovação como a variação pico-a-pico medida no sentido horário e anti-horário.

FRH1: parâmetro indicativo para avaliar a uniformidade representando o valor da componente fundamental (1ª harmônica) do sinal composto, obtido através da "Transformada de Fourier" do sinal da variação da força radial.

FRH2: parâmetro indicativo para avaliar a obtido através da "Transformada de Fourier" do sinal da variação da força radial. A componente de segunda harmônica é tida como uma causadora de vibrações no veículo em certas velocidades.

RRO: Traduz a variação da geometria no sentido radial do pneumático (pico-a-pico) medida durante a sua rotação.

O levantamento destes dados foi feito em um equipamento próprio denominado **D90.E** as condições do teste foram:

Carga	2420 kgf
Pressão	7,0 bar (8,0 na talonagem)
Aro de controle	8.25 x 22,5"

Todos os pneus dianteiros eram **DOT 2900** e todos foram previamente balanceados.

Classificou-se os pneus em dois grupos, de acordo com a tabela acima. Os 2 pneus que na média encontraram-se com menores índices de desuniformidades, foram classificados como JOGO 2, e os demais como JOGO 1. Ou seja:

JOGO 1 → Piores
JOGO 2 → Melhores

2.1.2 Descrição dos canais

Descrição		Sensor	Taxa de Amostragem	Filtro anti-aliasing	Relação (Informações adicionais)
Aceleração Transversal,na direção do Eixo dianteiro do Veículo		Acelerômetro HBM B12/500	512 Hz	200 Hz	
Aceleração transversal, na direção do Eixo traseiro do Veículo					
Acelerações da Carroçaria	Transversal Esquerdo				Fundo escala: 2G
	Longitudinal Esquerdo				Fundo escala: 2G
	Vertical Esquerdo				Fundo escala: 5G
	Transversal Direito				Fundo escala: 2G
	Longitudinal Direito				Fundo escala: 2G
	Vertical Direito				Fundo escala: 5G
	Acelerações do Cubo da roda				Transversal Esquerdo
Longitudinal Esquerdo					Fundo escala: 2G
Vertical Esquerdo					Fundo escala: 5G
Transversal Direito					Fundo escala: 2G
Longitudinal Direito					Fundo escala: 2G
Vertical Direito					Fundo escala: 5G

Curso de Suspensão	Dianteira Direita	LVDT HBM			10V = 200mm
	Dianteira Esquerda				10V = 200mm
Velocidade longitudinal do Veículo		Datron Correvit V1/V2			1V= 12,5km/h 0V= 0G
Ângulo de deriva da Trajetória do veículo.		Datron Correvit V1/V2			250mV= 1° 0V= 0°
Sensor de curso do Amortecedor de Direção, na posição Dianteira Direita.		Sensor de Curso Pi			2,42V= 0mm 1,80V= +32mm 3,00V= -29,5mm
Ângulo de Esterço (no volante)		Potenciômetro Angular PI			2,73V = 0° 4,08V = +90° 1,55V = -90°
Trigger Referencial no pneu		Sensor Fotoelétrico B&K			1 pulso/Rev.
Altura do veículo em relação ao solo	Dianteiro Esquerdo	Sistema Laser Pi	512 Hz	200 Hz	Montagem BB: 2,17V = 0 mm 1,36V = -25 mm Montagem RR: 2,28V = 0 mm 1,51V = -25 mm Montagem RB/BR: 1,90V = 0 mm 1,15V = -25 mm
	Dianteiro Direito				Montagem BB: 2,20V = 0 mm 1,58V = -25 mm Montagem RR: 2,35V = 0 mm 1,61V = -25 mm Montagem RB/BR: 2,15V = 0 mm 1,40V = -25 mm
	Traseiro Esquerdo				Montagem BB: 2,04V = 0 mm 1,30V = -25 mm Montagem RR: 2,16V = 0 mm 1,39V = -25 mm
	Traseiro Direito				Montagem BB: 1,86V = 0 mm 1,22V = -25 mm Montagem RR: 1,98V = 0 mm 1,24V = -25 mm

2.1.3 Sensores

2.1.3.1 Velocidade e Ângulo de Deriva

Sensor óptico de velocidade Datron Correvit.

Modelo V1

Dist. de trabalho 520±60mm (do solo)

Faixa de trabalho 0,5 a 310km/h

Alimentação 10,5 a 15V (57W)

Sinal Saída 0 a 5V (velocidade longitudinal e transversal)

-5 a +5V (ângulo de deriva)

2.1.3.1.1 Posicionamento

Sensor instalado na direção da linha de centro longitudinal do veículo, a 2240mm de distância do eixo dianteiro e a 520mm do solo.

2.1.3.2 Acelerômetros Monoaxiais

Acelerômetros Indutivos HBM.

Modelo	B12/500
Faixa de trabalho	$\pm 1000 \text{ m/s}^2$
Alimentação	$2.5 \text{ V} \pm 5\%$
Sinal Saída	$\pm 80 \text{ mV/V}$

2.1.3.2.1 Posicionamento

2.1.3.2.1.1 Internamente ao Veículo

Acelerômetros posicionados no sentido transversal ao veículo, e na direção dos eixos.

2.1.3.2.1.2 Fixado à Carroçaria/Cubo da roda

Foram instalados **12** acelerômetros uniaxiais B12/500 para medir o sinal de vibração proveniente do conjunto cubo de roda/carroçaria. E eles foram posicionados da seguinte maneira:

Posição	Quantidade	Direção
CUBO DA RODA DIANTEIRA DIREITA	3	Eixo X
		Eixo Y
		Eixo Z

CARROÇARIA (Suporte do amortecedor Diant. Direito)	3	Eixo X
		Eixo Y
		Eixo Z
CUBO DA RODA DIANTEIRA ESQUERDA	3	Eixo X
		Eixo Y
		Eixo Z
CARROÇARIA (Suporte do amortecedor Diant. Esquerdo)	3	Eixo X
		Eixo Y
		Eixo Z

Para fixar os acelerômetros foram utilizados cubos com furos roscados não passantes, posicionando-os nos três eixos (x,y,z).As figuras abaixo ilustram melhor a montagem:

Desta maneira os eixos diretores e as posições dos acelerômetros já instalados, ficariam assim:

Note que o acelerômetro do eixo X (longitudinal) foi colocado "aparentemente" invertido. Mas isto foi proposital, já que considera-se a aceleração do veículo com sinal positivo, e a frenagem ou desaceleração como negativo.

Posição do suporte dos acelerômetros da carroceria.

Posição do suporte dos acelerômetros do cubo da roda.

2.1.3.3 Sensores de Curso de Suspensão

Sensor LVDT HBM.

Modelo

Faixa de trabalho 0 a 300mm

Alimentação 2.5 V

Sinal Saída	—	0 V – 0 mm
		10 V – 200mm

2.1.3.3.1 Posicionamento

Instalado para trabalhar em conjunto com o amortecedor de suspensão dianteira em cada um dos lados do veículo.

Vale também lembrar, que em cada lado da suspensão dianteira deste veículo, existem dois amortecedores, e o instrumentado foi o mais próximo da dianteira do veículo.

2.1.3.4 Sensor de Posição de Volante

Potenciômetro Pi (sensor de ângulo de esterço).

Modelo	Rotary potentiometer (continuous) (01B-033106)
Faixa de trabalho	0 a 338°
Alimentação	5V (5mA)
Sinal Saída	0 a 5V

2.1.3.4.1 Posicionamento

Trabalha de forma solidária a direção do veículo, conforme visto na figura acima e com relação a um possível escorregamento entre o disco do sensor e o volante, foram feitas marcas em ambos que a cada passagem eram checadas.

Como o sensor em questão não se trata de um potenciômetro multi-voltas, a faixa de medição é restrita a 338° , portanto podem surgir incoerências no sinal, que deverão ser identificadas e corrigidas, conforme exemplo à seguir.

2.1.3.5 Sensor de Curso

Sensor de Curso Pi (sensor de curso, já com saída condicionada DC).

Modelo Linear potentiometer range (01B-033344)

Faixa de trabalho 0 a 250mm

Alimentação 5V (0,5mA)

Sinal Saída 0 a 5V

2.1.3.5.1 Posicionamento

Sensor instalado de forma solidária ao amortecedor de direção do veículo, na roda dianteira direita, pois como se pode verificar no esquema acima, é a roda onde o comando de direção chega após a passagem de um número maior de componentes.

2.1.3.6 Sensor de Altura do Solo

Canhões Laser Pi (4 sensores ópticos de altura em relação a um plano, com saída condicionada DC).

Modelo	Long-range Ride Height System (30B-050195)
Faixa de trabalho	50 a 200mm
Alimentação	10 a 18V (400mA)
Sinal de Saída	0 à 4,7 V

2.1.3.6.1 Posicionamento

Sensores, posicionados na direção da face externa da longarina do veículo, a 130mm do solo.

2.1.3.7 Sensor Fotoelétrico (trigger referencial)

O princípio de funcionamento deste sensor se baseia no fato de ele ser sensível a variações de cor (na verdade, a reflexão da luz de cada cor). Portanto, para se ter um sinal do tipo pulso, é necessário utilizar como anteparo uma superfície pintada com uma cor que reflita bastante luz e outra que reflita pouca luz. Sendo o branco/preto a melhor combinação. Para o teste, foi feita somente uma marca no pneu, para que se possa ter um pulso por revolução. (o que facilita a análise no domínio da frequência)

Tacômetro fotoelétrico B&K (Saída pulso TTL com amplitude condicionada à entrada)

Sinal de saída:	Aproximadamente 50% da entrada.
	Para o teste: 12 V $\longrightarrow$ 5.8 V
Modelo	MM0012
Faixa de trabalho	até 5000 Pulsos/Segundo
Alimentação	6 a 12V (40 mA)

2.1.3.7.1 Posicionamento

O sensor fotoelétrico foi afixado através de um suporte ,na face interna do cubo da roda.O sensor trabalha a uma distância do anteparo(neste caso a própria roda) que varia de 1 à 10mm, dependendo da superfície de leitura, luminosidade,etc.

Para as configurações BB, RR e RB, o sensor foi posicionado na roda Diant. Esquerda.Para a config. BR o sensor foi deslocado para a roda Diant. Direita.

2.1.3.7.1.1 Posicionamento das referências

Outro aspecto relevante é a posição da marca do trigger em relação à algum referencial no pneu, para que assim , quando se proceder à análise dos dados, seja possível identificar a posição exata do agente causador da entrada excitação (vibrações indesejáveis).

* KFT45107

KFT45073 – A posição da marca do trigger coincide com a posição 8/8 da divisão do molde.

KFT63066 – A posição da marca do trigger coincide com a posição 4/4 da divisão do molde.

2.1.4 Arquivos/Medições

Previamente ao início das provas, foram percorridos com o veículo, aproximadamente 10 Km com o intuito de homogeneizar as temperaturas dos pneus, alcançando um patamar ótimo de trabalho.

2.1.4.1 Configuração **BB**

- **Data:** 01/08/2000
- **Tempo de aquisição de cada arquivo:** 15 Segundos
- **Condições climáticas/veículo pós-aquecimento:**

Horário inicial/final	13:50 h	15:48 h
Temperaturas dos Pneus	38,3°C (DE)	40,8°C (DD)
Temperatura Ambiente	27,2°C	
Temperatura do Asfalto	35,8°C	
Umidade Relativa	39%	

Arquivos:

Nome Arquivo	Conf5015
Descrição	Velocidade estabilizada de 50 Km/h no piso plano e retilíneo.
Horário Aprox.	13:50 h

Nome Arquivo	Conf6015
Descrição	Velocidade estabilizada de 60 Km/h no piso plano e retilíneo, 1º passag.
Horário Aprox.	13:52 h

Nome Arquivo	Conf7015
Descrição	Velocidade estabilizada de 70 Km/h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	13:54 h

Nome Arquivo	Conf8015
Descrição	Velocidade estabilizada de 80 Km/h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	13:56 h

Nome Arquivo	Conf9015
Descrição	Velocidade estabilizada de 90 Km/h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	14:03 h

Nome Arquivo	Conf10015
Descrição	Velocidade estabilizada de 100 Km/h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	14:06 h

Nome Arquivo	Conf11015
Descrição	Velocidade estabilizada de 110 Km/h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	14:15 h

Nome Arquivo	Con25015
Descrição	Velocidade estabilizada de 50 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	14:17 h

Nome Arquivo	Con26015
Descrição	Velocidade estabilizada de 60 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	14:18 h

Nome Arquivo	Con27015
Descrição	Velocidade estabilizada de 70 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	14:20 h

Nome Arquivo	Con28015
Descrição	Velocidade estabilizada de 80 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	14:21 h

Nome Arquivo	Con29015
Descrição	Velocidade estabilizada de 90 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	14:22 h

Nome Arquivo	Co210015
Descrição	Velocidade estabilizada de 100 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	14:53 h

Nome Arquivo	Con35015
Descrição	Velocidade estabilizada de 50 Km/h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	14:54 h

Nome Arquivo	Con36015
Descrição	Velocidade estabilizada de 60 Km/h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	14:55 h

Nome Arquivo	Con37015
Descrição	Velocidade estabilizada de 70 Km/h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	14:56 h

Nome Arquivo	Con38015
Descrição	Velocidade estabilizada de 80 Km/h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	14:59 h

Nome Arquivo	Con39015
Descrição	Velocidade estabilizada de 90 Km/h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	15:01 h

Nome Arquivo	Co310015
Descrição	Velocidade estabilizada de 100 Km\h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	15:02 h

Nome Arquivo	Co311015
Descrição	Velocidade estabilizada de 110 Km\h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	15:04 h

Nome Arquivo	Co211015
Descrição	Velocidade estabilizada de 110 Km\h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	15:09 h

Nome Arquivo	Vevar1
Descrição	Aumento constante da velocidade, de 50 Km\h até 110 Km\h.No piso plano e retilíneo.
Horário Aprox.	15:27 h

Nome Arquivo	Vevarp
Descrição	Aumento constante da velocidade, de 0 até 80 Km\h.No piso plano e retilíneo. Realizado no CPS.
Horário Aprox.	15:48 h

2.1.4.2 Configuração RR

- **Data:** 02/08/2000
- **Tempo de aquisição de cada arquivo:** 15 Segundos
- **Condições climáticas/veículo pós-aquecimento:**

Horário inicial/final	10:25 h	11:18 h
Temperaturas dos Pneus	38,2°C (DE)	39,1°C (DD)
Temperatura Ambiente	25,1°C	
Temperatura do Asfalto	31,6°C	
Umidade Relativa	45,5%	

Arquivos:

Nome Arquivo	RR5015
Descrição	Velocidade estabilizada de 50 Km\h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	10:25 h

Nome Arquivo	RR6015
Descrição	Velocidade estabilizada de 60 Km\h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	10:26 h

Nome Arquivo	RR7015
Descrição	Velocidade estabilizada de 70 Km\h no piso plano e retilíneo 1º passag.
Horário Aprox.	10:27 h

Nome Arquivo	RR8015
Descrição	Velocidade estabilizada de 80 Km\h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	10:28 h

Nome Arquivo	RR9015
Descrição	Velocidade estabilizada de 90 Km\h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	10:29 h

Nome Arquivo	RR10015
Descrição	Velocidade estabilizada de 100 Km\h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	10:29 h

Nome Arquivo	RR11015
Descrição	Velocidade estabilizada de 110 Km\h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	10:30 h

Nome Arquivo	RR25015
Descrição	Velocidade estabilizada de 50 Km\h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	10:31 h

Nome Arquivo	RR26015
Descrição	Velocidade estabilizada de 60 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	10:32 h

Nome Arquivo	RR27015
Descrição	Velocidade estabilizada de 70 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	10:32 h

Nome Arquivo	RR28015
Descrição	Velocidade estabilizada de 80 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	10:34 h

Nome Arquivo	RR29015
Descrição	Velocidade estabilizada de 90 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	10:37 h

Nome Arquivo	RR210015
Descrição	Velocidade estabilizada de 100 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	10:39 h

Nome Arquivo	RR211015
Descrição	Velocidade estabilizada de 110 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	10:42 h

Nome Arquivo	RR35015
Descrição	Velocidade estabilizada de 50 Km/h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	10:44 h

Nome Arquivo	RR36015
Descrição	Velocidade estabilizada de 60 Km/h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	10:45 h

Nome Arquivo	RR37015
Descrição	Velocidade estabilizada de 70 Km/h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	10:46 h

Nome Arquivo	RR38015
Descrição	Velocidade estabilizada de 80 Km/h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	10:46 h

Nome Arquivo	RR39015
Descrição	Velocidade estabilizada de 90 Km/h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	10:48 h

Nome Arquivo	RR310015
Descrição	Velocidade estabilizada de 100 Km/h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	10:50 h

Nome Arquivo	RR311015
Descrição	Velocidade estabilizada de 110 Km/h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	10:58 h

Nome Arquivo	Rvevar
Descrição	Aumento constante da velocidade, de 50 Km/h até 110 Km/h.No piso plano e retilíneo.
Horário Aprox.	11:15 h

Nome Arquivo	RR411015
Descrição	Velocidade estabilizada de 110 Km/h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	11:18 h

2.1.4.3 Configuração RB

- **Data:** 04/08/2000
- **Tempo de aquisição de cada arquivo:** 15 Segundos
- **Condições climáticas/veículo pós-aquecimento:**

Horário inicial/final	10:34 h	11:45 h
Temperaturas dos Pneus	30,2°C (DE)	30,0°C (DD)
Temperatura Ambiente	18,5°C	
Temperatura do Asfalto	27,6°C	
Umidade Relativa	56,5%	

Arquivos:

Nome Arquivo	F3
Descrição	Aquisição de 15 s. com o veículo imóvel e o motor ligado.CPS
Horário Aprox.	10:34 h

Nome Arquivo	Vevarp2
Descrição	Aumento constante da velocidade, de 0 até 80 Km\h.No piso plano e retilíneo. Realizado no CPS.
Horário Aprox.	10:36 h

Nome Arquivo	RB5015
Descrição	Velocidade estabilizada de 50 Km\h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	10:50 h

Nome Arquivo	RB6015
Descrição	Velocidade estabilizada de 60 Km\h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	10:51 h

Nome Arquivo	RB7015
Descrição	Velocidade estabilizada de 70 Km\h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	10:52 h

Nome Arquivo	RB8015
Descrição	Velocidade estabilizada de 80 Km/h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	10:53 h

Nome Arquivo	RB9015
Descrição	Velocidade estabilizada de 90 Km/h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	10:54 h

Nome Arquivo	RB10015
Descrição	Velocidade estabilizada de 100 Km/h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	10:55 h

Nome Arquivo	RB11015
Descrição	Velocidade estabilizada de 110 Km/h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	10:56 h

Nome Arquivo	RB25015
Descrição	Velocidade estabilizada de 50 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	10:58 h

Nome Arquivo	RB26015
Descrição	Velocidade estabilizada de 60 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	11:00 h

Nome Arquivo	RB27015
Descrição	Velocidade estabilizada de 70 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	11:03 h

Nome Arquivo	RB28015
Descrição	Velocidade estabilizada de 80 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	11:05 h

Nome Arquivo	RB29015
Descrição	Velocidade estabilizada de 90 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	11:07 h

Nome Arquivo	RB210015
Descrição	Velocidade estabilizada de 100 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	11:09 h

Nome Arquivo	RB211015
Descrição	Velocidade estabilizada de 110 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	11:12 h

Nome Arquivo	RB35015
Descrição	Velocidade estabilizada de 50 Km/h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	11:15 h

Nome Arquivo	RB36015
Descrição	Velocidade estabilizada de 60 Km/h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	11:18 h

Nome Arquivo	RB37015
Descrição	Velocidade estabilizada de 70 Km/h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	11:22 h

Nome Arquivo	RB38015
Descrição	Velocidade estabilizada de 80 Km/h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	11:23 h

Nome Arquivo	RB39015
Descrição	Velocidade estabilizada de 90 Km/h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	11:25 h

Nome Arquivo	RB310015
Descrição	Velocidade estabilizada de 100 Km\h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	11:26 h

Nome Arquivo	RB311015
Descrição	Velocidade estabilizada de 110 Km\h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	11:33 h

Nome Arquivo	Rbvevar
Descrição	Aumento constante da velocidade, de 50 Km\h até 110 Km\h.No piso plano e retilíneo.
Horário Aprox.	11:37 h

Nome Arquivo	Vcri105
Descrição	Aquisição na velocidade crítica (picos) @ 105 Km\h no piso plano e retilíneo.
Horário Aprox.	11:45 h

2.1.4.4 Configuração BR

- **Data:** 04/08/2000
- **Tempo de aquisição de cada arquivo:** 15 Segundos
- **Condições climáticas/veículo pós-aquecimento:**

Horário inicial/final	14:58 h	16:38 h
Temperaturas dos Pneus	36,2°C (DE)	37,3°C (DD)
Temperatura Ambiente	17,5°C	
Temperatura do Asfalto	28,6°C	
Umidade Relativa	51%	

Arquivos:

Nome Arquivo	Vevarp3
Descrição	Aumento constante da velocidade, de 0 até 80 Km\h.No piso plano e retilíneo. Realizado no CPS.
Horário Aprox.	14:58 h

Nome Arquivo	F4
Descrição	Aquisição de 15 s. com o veículo imóvel e o motor ligado.CPS
Horário Aprox.	15:02 h

Nome Arquivo	BR5015
Descrição	Velocidade estabilizada de 50 Km/h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	15:12 h

Nome Arquivo	BR6015
Descrição	Velocidade estabilizada de 60 Km/h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	15:13 h

Nome Arquivo	BR7015
Descrição	Velocidade estabilizada de 70 Km/h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	15:15 h

Nome Arquivo	BR8015
Descrição	Velocidade estabilizada de 80 Km/h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	15:17 h

Nome Arquivo	BR9015
Descrição	Velocidade estabilizada de 90 Km/h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	15:19 h

Nome Arquivo	BR10015
Descrição	Velocidade estabilizada de 100 Km/h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	15:21 h

Nome Arquivo	BR11015
Descrição	Velocidade estabilizada de 110 Km/h no piso plano e retilíneo ,1º passag.
Horário Aprox.	15:26 h

Nome Arquivo	BR25015
Descrição	Velocidade estabilizada de 50 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	15:27 h

Nome Arquivo	BR26015
Descrição	Velocidade estabilizada de 60 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	15:29 h

Nome Arquivo	BR27015
Descrição	Velocidade estabilizada de 70 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	15:28 h

Nome Arquivo	BR28015
Descrição	Velocidade estabilizada de 80 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	15:29 h

Nome Arquivo	BR29015
Descrição	Velocidade estabilizada de 90 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	15:31 h

Nome Arquivo	BR210015
Descrição	Velocidade estabilizada de 100 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	15:32 h

Nome Arquivo	BR211015
Descrição	Velocidade estabilizada de 110 Km/h no piso plano e retilíneo ,2º passag.
Horário Aprox.	15:39 h

Nome Arquivo	BR35015
Descrição	Velocidade estabilizada de 50 Km/h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	15:41 h

Nome Arquivo	BR36015
Descrição	Velocidade estabilizada de 60 Km\h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	15:43 h

Nome Arquivo	BR37015
Descrição	Velocidade estabilizada de 70 Km\h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	15:45 h

Nome Arquivo	BR38015
Descrição	Velocidade estabilizada de 80 Km\h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	15:47 h

Nome Arquivo	BR39015
Descrição	Velocidade estabilizada de 90 Km\h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	15:49 h

Nome Arquivo	BR310015
Descrição	Velocidade estabilizada de 100 Km\h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	15:53 h

Nome Arquivo	BR311015
Descrição	Velocidade estabilizada de 110 Km\h no piso plano e retilíneo ,3º passag.
Horário Aprox.	16:05 h

Nome Arquivo	Brvevar
Descrição	Aumento constante da velocidade, de 50 Km\h até 110 Km\h.No piso plano e retilíneo.
Horário Aprox.	16:12 h

Nome Arquivo	Vcri64
Descrição	Aquisição na velocidade crítica (picos) @ 64 Km\h no piso plano e retilíneo.
Horário Aprox.	16:28 h

Nome Arquivo	Vcri92
Descrição	Aquisição na velocidade crítica (picos) @ 92 Km\h no piso plano e retilíneo.
Horário Aprox.	16:33 h

Nome Arquivo	Vcri105B
Descrição	Aquisição na velocidade crítica (picos) @ 105 Km\h no piso plano e retilíneo.
Horário Aprox.	16:38 h

Anexo - C

Relatório de Índice

Medições de Vibração e Torção no Eixo Dianteiro do Veículo MBB O-371

Síntese dos dados do ensaio e caracterização das medições. (características do veículo, grandezas físicas medidas, posicionamento e características dos sensores, calibração e dados gerais sobre a aquisição.

Luciano Santana
Marcelo Moreno

1 Objetivo

Levantamento experimental das acelerações no eixo dianteiro do veículo com os seguintes propósitos:

- Determinação das características de flexão e torção do eixo dianteiro, afim de correlacioná-las com as frequências de vibração natural do pneus e suas harmônicas.
- Validação do modelo de conforto para os pneus.

2 Dados do Veículo

Seguem abaixo, as características dimensionais, de motorização e demais informações importantes:

Fabricante:	Mercedes Benz do Brasil		
Modelo:	O-371 (RS)		
Ano de Fabricação:	1991		
Motor:	Diesel, Mercedes Benz, OM-447A, 6 cilindros em linha, turbo		
Potência Máxima:	260KW (354CV) @ 2100rpm		
Comprimento Total:	12000mm		
Dist. entre pneus dianteiros:	2005mm		
Dist. entre pneus traseiros:	1821mm		
Entre Eixos:	6330mm		
Pesos:	Eixo Dianteiro:	5310kg	
	Eixo Traseiro:	10160kg	
	Total:	15470kg	

Vale salientar que à pesar de tratar-se de um veículo com 11anos e cerca de 850.000km, sua suspensão e sistema de direção, foi atualizada e substituído pela DaimlerChrysler em 2000, objetivando estes estudos.

2.1 Rodas / Pneus

2.1.1 Rodas

Medida	8,25x22,5"
Off-set	153mm
Material	Aço

2.1.2 Pneus

Medida	295/80R22,5
Tipo	Pirelli FH55
Pressão	100 psi

Matrículas e Dados de Uniformidade [kgf]

	Posição	Matrícula	Peso [kg]	EPS	TM	SHIFT	GR	RFV	H1 RFV	H2 RFV	CONI CITY	H1 LFV	PLY
1	DE	KHS43661	63,9	P08386	01	2	A	58	19	29	-0,5	9,8	45,3
2	DD	KHS48669	64,0	P08386	01	2	A	41	15	18	3,9	10	46,3

	LFV	RRO	TOP BULGE	BOT BULGE	TOP DEP	BOT DEP	TOP LRO	BOT LRO	CAPS PLICE	H1 RRO
1	12,7	0,66	0	0	0	0	0	0	0,35	0,12
2	15,7	0,79	0	0	0	0	0	0	0,61	0,34

3 Sensores e Equipamentos Utilizados

3.1 Canais

Canal	Descrição	Sensor	Taxa de Amostragem	Filtro Anti-aliasing	Relação	Unidade dos Arquivos
1	Aceleração Longitudinal do Cubo da Roda DD	B&K 4395 (1694959)	6,4kHz	1,6kHz	0,9955mV/m/s ²	m/s ²
2	Aceleração Vertical do Cubo da Roda DD	B&K 4395 (1694960)			0,9961mV/m/s ²	m/s ²
3	Aceleração Longitudinal do Cubo da Roda DE	B&K 4395 (1694967)			0,9941mV/m/s ²	m/s ²
4	Aceleração Vertical do Cubo da Roda DE	B&K 4395 (1694966)			0,9958mV/m/s ²	m/s ²
5	Aceleração Longitudinal no Centro do Eixo [X]	B&K 4321 (1864043)			[-Z] * do acelerômetro	m/s ²
6	Aceleração Vertical no Centro do Eixo [Z]				[X] * do acelerômetro	m/s ²
7	Aceleração Longitudinal no Ponto A do Eixo [X] (300mm à esq. do centro)	B&K 4321 (1793118)			[X] * do acelerômetro	m/s ²
8	Aceleração Vertical no Ponto A do Eixo [Z] (300mm à esq. do centro)				[Z] * do acelerômetro	m/s ²
9	Aceleração Longitudinal no Ponto B do Eixo [X] (300mm à dir. do centro)	B&K 4321 (2085451)			[X] * do acelerômetro	m/s ²

10	Aceração Vertical no Ponto B do Eixo [Z] (300mm à dir. do centro)				[Z] * do acelerômetro	m/s ²
11	Velocidade Longitudinal do Veículo	Correvit S-400			An: 25mV/km/h Dig: 340p/m	km/h
12	Aceração Vertical na Torre do Amortecedor DD [Z]	B&K 4395 (1694965)			0,9919mV/m/s ²	m/s ²
13	Aceração Vertical na Torre do Amortecedor DE [Z]	B&K 4395 (1694958)			0,9944mV/m/s ²	m/s ²

DD – Dianteira Direita

DE – Dianteira Esquerda

() – Número de Série

[ ]* - Acelerômetros Piezoelétricos sem condicionamento interno.

3.2 Sensores e Posicionamento

3.2.1 Acelerômetros

3.2.1.1 Triaxiais Bruel&Kjaer (canais de 5 a 10)

Modelo	4321
Peso	55g
Faixa de trabalho	0,2 @ 8700Hz
Sensibilidade	0,8 mV/m/s ²

4321 & 4321V

Posicionamento dos acelerômetros triaxiais – canais 5 a 10.

3.2.1.1.1 Posicionamento Canais 5 e 6

Parte posterior da Linha de Centro do Eixo Dianteiro, conforme figuras abaixo:

3.2.1.1.2 Posicionamento Canais 7 e 8

Posicionados na parte superior do eixo, 300mm a esquerda do centro (próximo ao caixa de direção) **Ponto A**.

3.2.1.1.3 Posicionamento Canais 9 e 10

Posicionados na parte superior do eixo, 300mm a direita do centro **Ponto B**.

3.2.1.2 Uniaxiais Bruel&Kjaer (canais de 1, 2, 3, 4, 12 e 13)

Modelo	4395
Peso	12,9g
Faixa de trabalho	0,3 @ 18000Hz
Sensibilidade	vide tabela de canais

4395

3.2.1.2.1 Posicionamento

Para fixar os acelerômetros uniaxiais, de forma a possibilitar medições em dois ou três eixos, foram confeccionados cubos em alumínio com furos roscados passantes, onde os acelerômetros foram fixados por intermédio de parafusos.

Já para fixação dos cubos contendo os acelerômetros, foi utilizada cola de contato em superfícies planas, conforme pode ser verificado nas figuras abaixo.

Os acelerômetros obedecem os eixos citados na tabela Canais e estão posicionados conforme a figura esquemática ao lado, que representa o posicionamento na suspensão Dianteira Direita, levando em conta que para o lado Esquerdo as cotas são opostas e simétricas.

A figura ao lado representa o posicionamento dos acelerômetros em relação a linha de centro do veículo.

3.2.1.2.1.1 Canal 1, 2 e 12

3.2.1.2.1.2 Canais 3, 4 e 13

3.2.2 Sensor Óptico de Velocidade Corrsys Datron

Modelo	Correvit S-400
Faixa de trabalho	0,5 @ 300km/h
Sensibilidade	vide tabela de canais

3.2.2.1.1 Posicionamento

Sensor instalado na parte dianteira do veículo, deslocado para esquerda em relação a sua linha de centro, conforme figura abaixo.

3.3 Sistema de Condicionamento de Sinais e Aquisição

Fabricante	Brüel&Kjaer
Modelo	Pulse Acquisition Front-end Type 2825 (com 4 módulos de entrada Type 3022)
Nº Canais	16 (Delta Tron)
PC	Dolch, Pentium 233MHz MMX, 64MB RAM.

4 Manobras / Medições

Cada canal de medição, será encontrado em um arquivo texto e os nomes obedecem a seguinte classificação:

<i>Canal</i>	<i>Descrição</i>	<i>Nome do Arquivo Texto</i>
1	Aceleração Longitudinal do Cubo da Roda DD	CuboRoda_DD_Long
2	Aceleração Vertical do Cubo da Roda DD	CuboRoda_DD_Vert
3	Aceleração Longitudinal do Cubo da Roda DE	CuboRoda_DE_Long
4	Aceleração Vertical do Cubo da Roda DE	CuboRoda_DE_Vert
5	Aceleração Longitudinal no Centro do Eixo [X]	Centro_Eixo_Long
6	Aceleração Vertical no Centro do Eixo [Z]	Centro_Eixo_Vert
7	Aceleração Longitudinal no <u>Ponto A</u> do Eixo [X] (300mm à esq. do centro)	1-3_Eixo_Long
8	Aceleração Vertical no <u>Ponto A</u> do Eixo [Z] (300mm à esq. do centro)	1-3_Eixo_Vert
9	Aceleração Longitudinal no <u>Ponto B</u> do Eixo [X] (300mm à dir. do centro)	2-3_Eixo_Long
10	Aceleração Vertical no <u>Ponto B</u> do Eixo [Z] (300mm à dir. do centro)	2-3_Eixo_Vert
11	Velocidade Longitudinal do Veículo	(*)
12	Aceleração Vertical na Torre do Amortecedor DD [Z]	Chassis_DD_Vert
13	Aceleração Vertical na Torre do Amortecedor DE [Z]	Chassis_DE_Vert

(*) Não foram salvados arquivos contendo somente as velocidades longitudinais do veículo, sendo que as mesmas se encontram em cada arquivo de medição.

Exemplo: arquivo - MBB_O-371\Dados\Retilineo(Estrada)\100Km-h\1-3_Eixo_Long

No final do arquivo encontra-se:

*** *Cursor Reading: Cursor Values*

Speed = 100.5 V

(nesse exemplo tem-se uma velocidade longitudinal do veículo igual a 100,5 km/h)

4.1 Superamento de Obstáculo

Nesta série de medições, o objetivo é de verificar o comportamento vibracional da suspensão excitado por um obstáculo padrão, pois desta forma o ensaio poderá ser repetido, quantas vezes for necessário.

Duas seções foram utilizadas, sendo uma triangular com altura de 15mm em relação a base de 30mm, e outra de seção quadrada com seção de 20mm, conforme figuras a seguir.

O superamento destes obstáculos foi efetuada em pista com pavimento asfáltico plano, retilíneo, em vários degraus de velocidade e com duas pressões de inflação dos pneus dianteiros (100 e 125psi).

4.1.1 Local

Campo Provas Pirelli em Sumaré, nas pistas próximas ao portão de acesso.

4.1.2 Arquivos

Tempo de Aquisição: 5s (1600Hz x 5s = 8000 linhas)

Os arquivos estão organizados em diretórios da seguinte maneira:

1. Pressão de inflação do pneu (100 e 125psi).
2. Tipo de manobra: superamento de obstáculo para barra quadrada e triangular.
3. Em cada diretório de tipo de manobra encontram-se subdiretórios nomeados pela velocidade das passagens.(*).
4. Por fim, em cada subdiretório de velocidade, encontram-se os arquivos de medição.

(*) para a pressão de 100psi não foram executadas passagens a 30 e 50km/h.

A figura abaixo ilustra a organização dos arquivos:

4.1.2.1 Condições Atmosféricas

4.1.2.1.1 Pressão de 100psi (18/10/02)

Temperatura Ambiente	35°C
Umidade Relativa	50%
Temperatura do Asfalto	50°C
Temperatura dos Pneus	DD início 48°C – final 51°C
	DE início 50°C – final 54°C

Foi efetuado um aquecimento dos pneus de cerca de 8km a uma velocidade média de 70km/h, sem força-los lateralmente nas curvas.

Após as medições, a pressão encontrada nos pneus foi de 108psi, para ambos os lados.

4.1.2.1.2 Pressão de 125psi (21/10/02)

Condições Atmosféricas

Temperatura Ambiente	37°C
Umidade Relativa	38%
Temperatura do Asfalto	57°C
Temperatura dos Pneus	DD início 60°C – final 61°C
	DE início 60°C – final 63°C

Foi efetuado um aquecimento dos pneus de cerca de 8km a uma velocidade média de 70km/h, sem força-los lateralmente nas curvas.

Após as medições, a pressão encontrada nos pneus foi de 125psi na DD e 126psi na DE.

4.2 Velocidade Constante

Esta medição foi efetuada em três velocidades (90, 100 e 110km/h), com o intuito de verificar as vibrações no eixo dianteiro do veículo em velocidade constante.

4.2.1 Local

Todas as medições foram realizadas na Ligação Rodovia Bandeirantes Anhanguera, nos trechos:

- 90km/h   quilômetro 94, sentido Interior-Capital;
- 100km/h   quilômetro 92, sentido Interior-Capital;
- 110km/h   quilômetro 91, sentido Capital-Interior.

4.2.2 Arquivos

Tempo de Aquisição: 5s (1600Hz x 5s = 8000 linhas)

Estão classificados em diretórios independentes, somente pela velocidade do veículo. A disposição dos arquivos segue a mesma distribuição da figura do item 4.1.2 do relatório.

4.2.2.1 Condições Atmosféricas (21/10/2002)

Temperatura Ambiente	35°C
Umidade Relativa	50%
Temperatura do Asfalto	48°C

Como se tratava de uma medição em Rodovia, não foi possível controlar o aquecimento dos pneus, mas podemos considerar um deslocamento até o trecho de medição, de cerca de 20km uma velocidade média de 80km/h, em trecho predominantemente retilíneo.

Após as medições, a pressão encontrada nos pneus foi de 112psi na DD e 113psi na DE.