Capítulo 4

Estudo de casos relativos ao *ride* de veículos

4.1 Introdução

O objetivo desse capítulo é ilustrar a teoria apresentada no capítulo anterior através de exemplos reais. Para tal finalidade serão utilizados resultados de simulações computacionais e de medições experimentais referentes a veículos de produção da *Ford Motor Company*.

A maioria dos resultados será relativa a um veículo *pickup* (*light truck*), pois essa categoria de veículos possui características que possibilitam exemplificar vários dos aspectos descritos no capítulo 3. Alguns desses aspectos estão listados abaixo:

1) **Grande variação de carga**: o veículo em questão possui uma capacidade de carga de 1 ton. Nesse caso, molas com rigidez progressiva geralmente são necessárias para garantir valor adequado de freqüência do modo de vibrar de massa suspensa para as condições de veículo vazio e carregado. No entanto, curvas de amortecedores que proporcionam a dissipação de energia adequada para a condição de veículo carregado geram fatores de amortecimento elevado para a condição vazio, podendo deteriorar o nível de conforto.

2) **Baixo índice dinâmico**: na condição de veículo vazio grande parte da massa encontra-se na região dianteira, resultando em valores baixos de índice dinâmico, geralmente entre 0.7 e 0.8. Tais valores geram freqüência elevada para o modo de vibrar de *pitch* de massa suspensa, podendo comprometer o nível de conforto do veículo.

3) **Suspensão traseira com eixo rígido**: Esse tipo de suspensão possui valor elevado para massa não suspensa, sendo necessários valores elevados de coeficiente de amortecimento para evitar grandes variações da força de contato entre pneu e pavimento. No entanto, valores elevados de amortecimento podem, conforme mencionado anteriormente, deteriorar o *ride* do veículo.

4) **Altura elevada do CG**: Visando garantir níveis aceitáveis de rolamento durante aceleração lateral, em curvas, faz-se necessário uma combinação adequada de rigidez ao rolamento e altura do centro de rolamento. Valores elevados do centro de rolamento podem comprometer a atitude dos pneus, enquanto que valores elevados de rigidez ao rolamento elevam a freqüência do modo de vibrar de *roll* da massa suspensa e podem deteriorar o conforto.

5) **Flexibilidade do chassi**: para essa categoria de veículos, os modos de vibrar que apresentam movimento de flexibilidade de quadro estão na faixa de freqüência relevante para avaliações de *ride*.

Também são apresentados resultados obtidos com um veículo combinado do tipo cavalo carreta, pois esse tipo de veículo também possui algumas características peculiares:

1) **Baixo índice dinâmico**: nesse caso, os menores valores de índice dinâmico para a massa suspensa do cavalo ocorrem para a condição de veículo carregado, geralmente variando entre 0.5 e 0.7. Esses valores dificultam a obtenção de uma relação adequada entre freqüências dos modos de vibrar com movimento das regiões dianteira e traseira da massa suspensa do cavalo.

2) **Feixes de molas**: ainda é comum a utilização de feixes de molas trapezoidais nas suspensões desses veículos. Para proporcionar o valor de rigidez desejado com valores de tensões dentro dos limites aceitáveis para o material, faz-se necessária a existência de um número elevado de lâminas, o que aumenta a histerese do feixe. Como conseqüência, ao trafegar por pistas de boa qualidade, a excitação pode não ser suficiente para vencer o atrito estático entre as lâminas, gerando um valor elevado de rigidez efetiva. Esse fenômeno eleva a freqüência dos modos de vibrar de "massa suspensa" e deteriora o conforto.

3) **Modo de vibrar com movimento predominante da carreta**: o centro de oscilação do modo de vibrar com movimento predominante da massa suspensa da carreta geralmente encontra-se afastado da quinta-roda. Desta forma, ao ser excitado, surgem também oscilações do cavalo, tanto na direção longitudinal quanto em *pitch*. As amplitudes de vibração longitudinal do cavalo, em função desse modo de vibrar, são em geral mais elevadas do que as da carreta, em função da maior massa dessa última.

4) **Posição do motorista**: a posição elevada do motorista em relação ao centro de oscilação do modo de vibrar de *pitch* do cavalo traz como o resultado valores elevados de movimentação longitudinal, principalmente na altura da cabeça do motorista. Além disso, no caso de cavalos COE (*cab over engine*), o motorista encontra-se próximo ao limite frontal do chassi, ficando sujeito a valores elevados de aceleração vertical em função da sua distância longitudinal ao centro de oscilação do modo de vibrar de *pitch*.

5) **Outros**: além desses efeitos, destaca-se também a grande variação de carga, o valor elevado de altura do CG e a flexibilidade do chassi, conforme descrito para *pickups*.

4.2 Avaliações subjetivas realizadas com os veículos

Avaliações subjetivas dos veículos são úteis para definição de quais fenômenos da dinâmica veicular podem ser melhorados de forma a contribuir com o nível de conforto de veículo.

O veículo *pickup* em questão foi submetido a avaliações subjetivas no campo de provas da *Ford* em Tatuí (*Tatuí Proving Ground*) realizadas por profissionais especialmente treinados para tal tarefa. Dentre os fenômenos de *ride* avaliados, pode-se destacar os que apresentaram potencial de melhoria:

1) ***Abruptness***: quando as excitações do tipo oscilações e lombadas causam variações bruscas de aceleração da massa suspensa. O fenômeno de *abruptness* está diretamente relacionado com os valores e a relação de freqüências dos modos de vibrar de *bounce* e *pitch* da massa suspensa

2) ***Head toss***: quando as excitações fora de fase entre os lados direito e esquerdo provocam arremessos laterais incômodos da cabeça do motorista. Esse fenômeno está relacionado com o valor de rigidez ao rolamento e com a freqüência natural do modo de vibrar de *roll* da massa suspensa.

3) ***Front topping and bottoming***: quando se consegue sentir ou ouvir claramente a ocorrência dos batentes de final de curso de compressão ou extensão da suspensão.

4) ***Aftershake***: quando alguma forma sensível de vibração persiste por alguns ciclos após a passagem por obstáculos singulares. Essa vibração consiste, em geral, na resposta livre de um modo de vibrar de baixo fator de amortecimento, sendo comum

a existência de flexibilidade do chassi, movimento de motor e de cabina nesse modo de vibrar.

O resultado da avaliação subjetiva do conjunto cavalo carreta identificou o fenômeno do "**enrola camisa**" como o de maior potencial de melhoria. Esse fenômeno é observado como oscilações persistentes na cabina, principalmente na direção vertical, que ocorrem devido à resposta acentuada do modo de vibrar de *pitch* do cavalo. Esse nome é dado pelo fato da exposição a esse tipo de vibração por tempo prolongado resultar no enrolamento da camisa dos ocupantes na parte das costas que se encontra em contato com o banco.

4.3 Descrição dos modelos computacionais

O grau de complexidade do modelo computacional da *pickup* foi definido com base nos trabalhos de literatura, nos critérios utilizados atualmente pela indústria automobilística, nos aspectos relevantes sobre a dinâmica desses veículos (vide item 4.1) e nas avaliações subjetivas realizadas com o veículo (vide item 4.2). Portanto, optou-se pela representação dos seguintes sistemas no modelo:

1) Cabina (*body*) sobre seus coxins;

2) Motor e câmbio sobre seus coxins;

3) Chassi flexível;

4) Suspensões primárias dianteira e traseira.

No veículo existem também outros modos de vibrar, com movimento de pequenos componentes, na faixa de freqüência de interesse para as avaliações de *ride*. No entanto, esses modos de vibrar localizados não afetam a resposta global do veículo, pois envolvem valores pequenos de massa.

O veículo em questão possui suspensão traseira de eixo rígido com feixes de molas. A Figura 4.1 apresenta um modelo ADAMS dessa suspensão. O modelo da suspensão dianteira, apresentado na Figura 4.2, refere-se a uma suspensão independente de bandeja dupla com mola torsora.

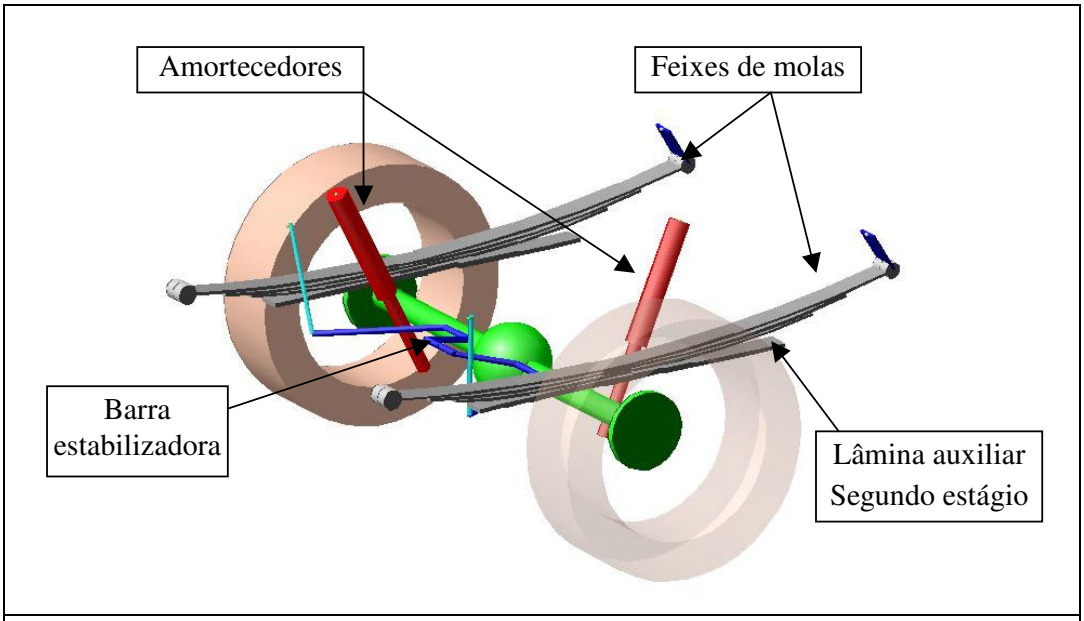


Figura 4.1: Modelo computacional da suspensão traseira da *pickup*

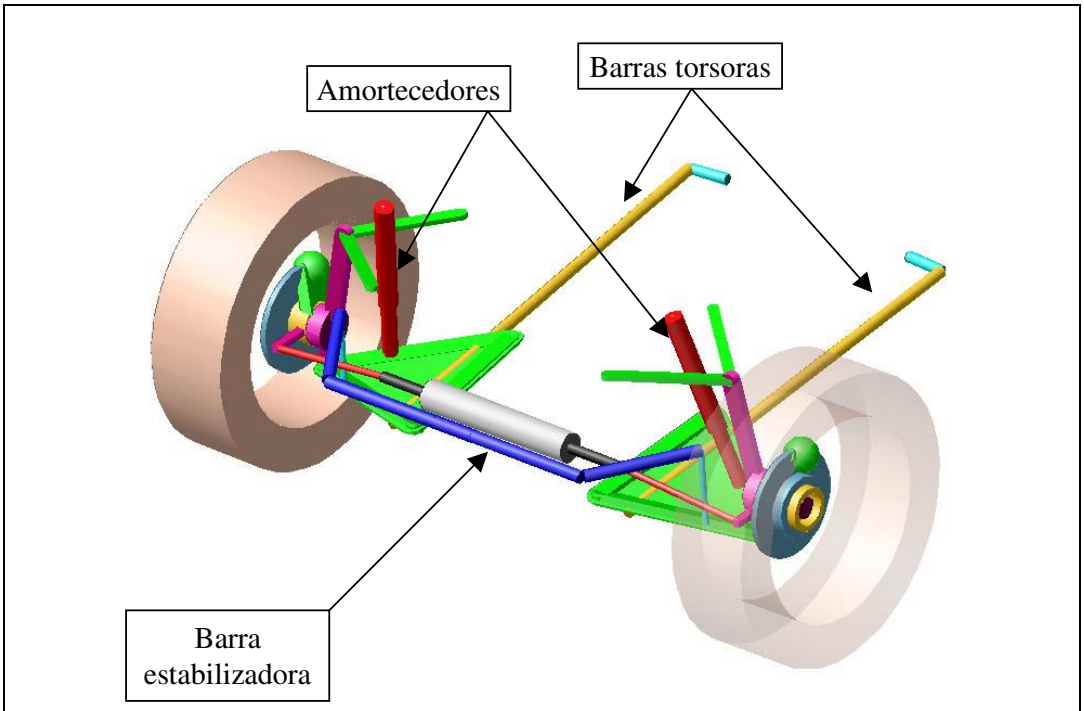


Figura 4.2: Modelo computacional da suspensão dianteira da pickup

Os amortecedores foram representados com suas curvas não lineares de forças de tração e compressão em função da velocidade. A modelagem do pneu representa também a perda de contato com o pavimento. Os batentes de fim de curso na compressão e na extensão também foram representados, assim como as barras estabilizadoras. Para o

feixe de molas traseiro representou-se também a lâmina auxiliar e seu contato com o feixe principal.

Foram elaborados os modelos da cabina e do conjunto motor câmbio sobre seus respectivos coxins, apresentados nas Figuras 4.3 e 4.4, respectivamente. Um modelo do chassi em elementos finitos foi gerado para representação de sua flexibilidade. Através de uma análise modal livre-livre no NASTRAN foi possível a transferência das informações modais para o ADAMS. Desta forma, cada modo de vibrar livre-livre do chassi passa a ser um grau de liberdade adicional no modelo ADAMS. O modelo do chassi, já em ambiente multicorpos, está apresentado na Figura 4.5.

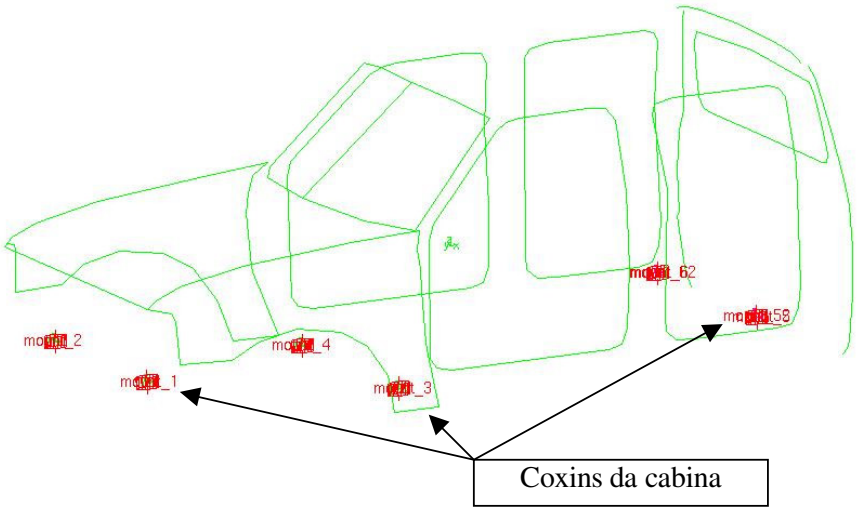


Figura 4.3: Modelo computacional da cabina sobre seus coxins

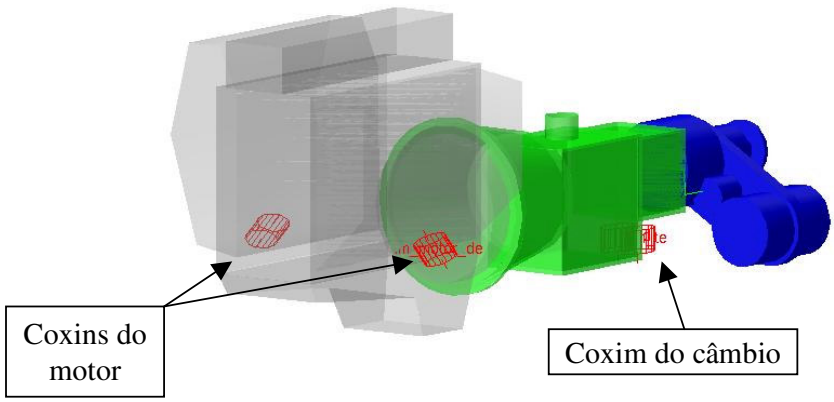


Figura 4.4: Modelo computacional do conjunto motor câmbio sobre seus coxins

Figura 4.5: Modelo computacional do chassi flexível no ADAMS

O modelo completo do veículo, incluindo os sistemas descritos acima, está apresentado na Figura 4.6.

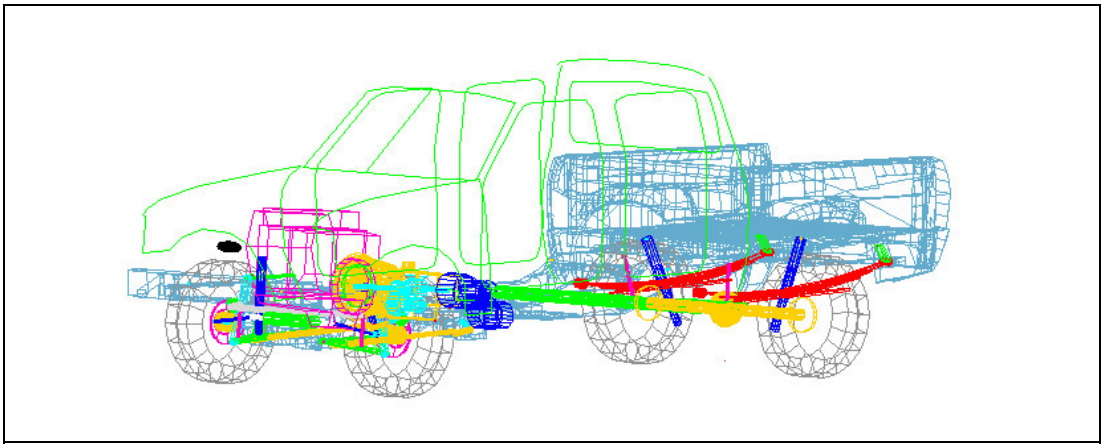


Figura 4.6: Modelo computacional do veículo no ADAMS

O modelo computacional do conjunto cavalo carreta foi elaborado com a intenção específica de representação adequada dos modos de vibrar de massa suspensa do cavalo. Desta forma, não foi necessária a representação da coxinização do motor e da cabina e nem da flexibilidade do quadro. Todos os sistemas e agregados pertencentes à massa suspensa do veículo foram fixados de forma a possuírem juntos apenas 6 graus de liberdade no ADAMS.

No entanto, em função da necessidade de representação adequada do valor de momento de inércia de massa ao redor do eixo Y, **Iyy**, da massa suspensa, optou-se pela obtenção

dos valores de massa e **Iyy** de cada componente, em conjunto com as coordenadas dos seus CGs, para posterior montagem do modelo completo.

Na Figura 4.7 está apresentado o modelo do conjunto cavalo carreta. Optou-se pela representação de uma carreta com suspensão tandem de 3 eixos por ser esta a mais comum no mercado brasileiro.

A conexão das massas suspensa e não suspensa foi feita através de elementos elásticos com as características de rigidez dos feixes de molas. Os pneus estão representados através de um elemento de rigidez vertical com o pavimento.

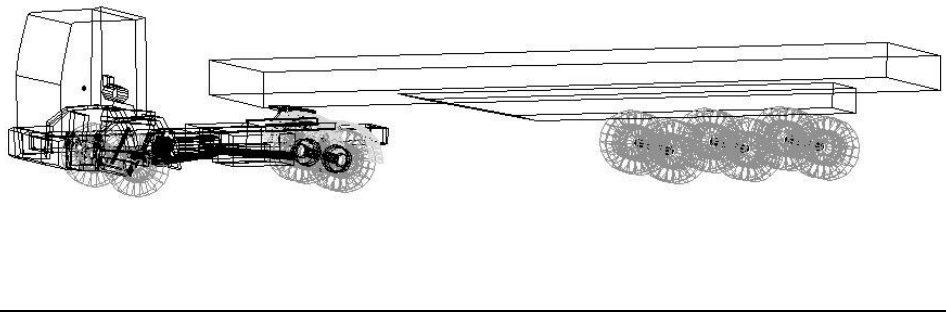


Figura 4.7 : Modelo ADAMS do conjunto cavalo carreta

4.4 Descrição das medições

Para o veículo *pickup* foram realizadas medições de aceleração em diversos pontos do veículo. A localização de fixação dos acelerômetros foi definida de forma a possibilitar a identificação dos modos de vibrar com movimentação da massa suspensa, massa não suspensa, conjunto motor câmbio, cabina e flexibilidade do chassi.

A Tabela 4.1 contém a descrição dos canais e direções de medição. A Figura 4.8 apresenta a localização de alguns acelerômetros ao longo do chassi (em preto) e da cabina (em vermelho), visando facilitar suas identificações.

Visando identificar os fenômenos de interesse na área de *ride*, utilizou-se uma freqüência de amostragem de 256 Hz, com filtro *antialiasing* em 100 Hz. Os sinais foram aquisitados com duração mínima de 10 s para obtenção da resolução em freqüência adequada.

Tabela 4.1: Descrição dos canais de medição da *pickup*

Nome	Sistema	Localização	Direção
SD1	Suspensão dianteira	Bandeja inferior esquerda	**Z**
SD2	Suspensão dianteira	Bandeja inferior direita	**Z**
ST1	Suspensão traseira	Lado esquerdo do eixo	**Z**
ST2	Suspensão traseira	Lado direito do eixo	**Z**
ST3	Suspensão traseira	Lado esquerdo do eixo	**Y**
C1	Chassi	Região do pára-choque dianteiro lado esquerdo	**Z**
C2	Chassi	Região do pára-choque dianteiro lado direito	**Z**
C3	Chassi	Região do eixo dianteiro lado esquerdo	**Z**
C4	Chassi	Região do eixo dianteiro lado direito	**Z**
C5	Chassi	Região central lado esquerdo	**Z**
C6	Chassi	Região central lado direito	**Z**
C7	Chassi	Região do eixo traseiro lado esquerdo	**Z**
C8	Chassi	Região do eixo traseiro lado direito	**Z**
C11	Chassi	Região do eixo traseiro	**Y**
C9	Chassi	Região do pára-choque traseiro lado esquerdo	**Z**
C10	Chassi	Região do pára-choque traseiro lado direito	**Z**
MC1	Motor	Região dianteira superior do motor	**X**
MC2	Motor	Região dianteira superior do motor	**Y**
MC3	Motor	Região dianteira superior do motor	**Z**
MC4	Câmbio	Região traseira inferior do câmbio	**X**
MC5	Câmbio	Região traseira inferior do câmbio	**Y**
MC6	Câmbio	Região traseira inferior do câmbio	**Z**
B1	Cabina	Região traseira central do teto da cabina	**X**
B2	Cabina	Região traseira central do teto da cabina	**Y**
B3	Cabina	Região traseira central do teto da cabina	**Z**
B4	Cabina	Trilho do banco do motorista	**Z**
B5	Cabina	Trilho do banco do passageiro	**Z**
B6	Cabina	Ponto HC [1]	**X**
B7	Cabina	Ponto HC	**Y**
B8	Cabina	Ponto HC	**Z**
B9	Cabina	Região frontal	**Y**
B10	Cabina	Região frontal	**Z**

(1) ponto HC: Ponto no plano central do veículo (plano XZ, coordenada Y=0), referente à projeção da região central da cabeça do motorista.

Para o conjunto cavalo carreta foram colocados acelerômetros segundo a descrição da Tabela 4.2. Na Figura 4.9 estão apresentados os acelerômetros fixados ao cavalo.

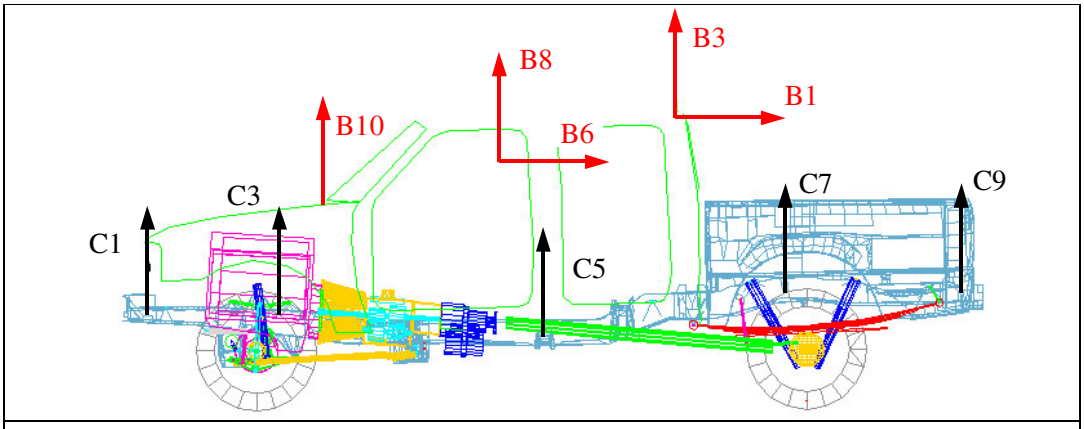


Figura 4.8: Localização dos canais de medição ao longo do chassi e da cabina

Tabela 4.2: Descrição dos canais de medição do conjunto cavalo carreta

Nome	Sistema	Localização	Direção
SD1	Suspensão dianteira	Lado esquerdo do eixo	**Z**
SD2	Suspensão dianteira	Lado direito do eixo	**Z**
ST1	Suspensão traseira	Lado esquerdo do eixo	**Z**
ST2	Suspensão traseira	Lado direito do eixo	**Z**
C1	Chassi	Região dianteira lado esquerdo	**Z**
C2	Chassi	Região dianteira lado direito	**Z**
C3	Chassi	Região da quinta-roda lado esquerdo	**Z**
C4	Chassi	Região da quinta-roda lado direito	**Z**
B1	Cabina	Região traseira do teto	**X**
B2	Cabina	Região traseira do teto	**Z**
SR	Carreta	Região do segundo eixo	**Z**

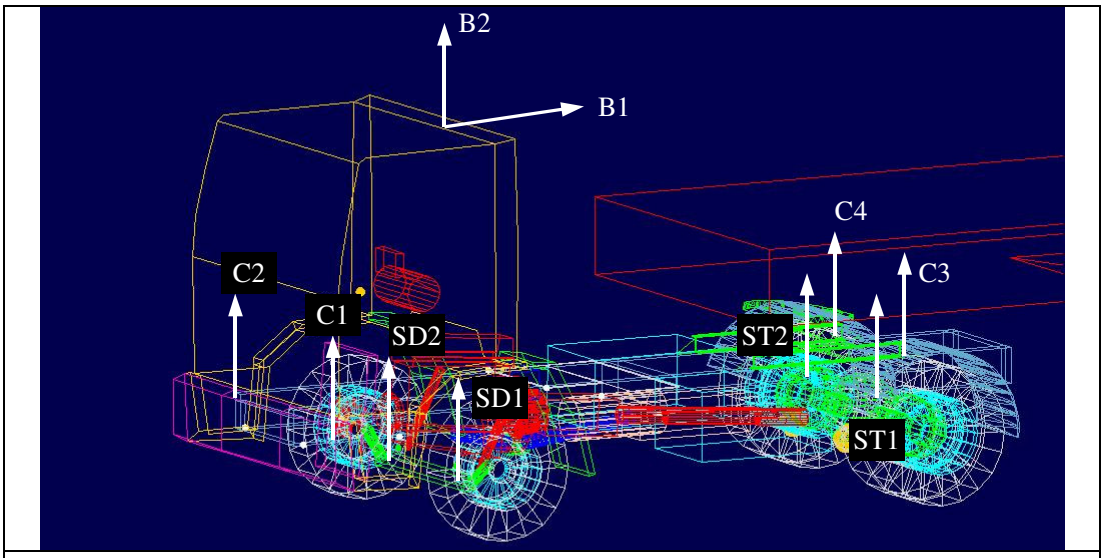


Figura 4.9: Localização dos canais de medição no cavalo

Como sinais de entrada foram realizadas passagens por diversos trechos de pistas, além de excitações singulares como lombadas, valetas, “rampinhas” e excitação com as mãos, conforme apresentado nos próximos itens.

4.5 Modos de vibrar de massa suspensa e elementos de dissipação de energia

Além dos amortecedores, outros fenômenos como o atrito entre os elementos da suspensão, o amortecimento das buchas, o escorregamento entre pneu e pavimento, contribuem para a dissipação de energia. Esses fatores contribuem com o chamado amortecimento intrínseco do sistema de suspensão. Visando quantificar a contribuição desses fenômenos no valor final dos coeficientes de amortecimento dos modos de vibrar de massa suspensa, foram realizadas medições durante oscilação livre e forçada desses modos de vibrar para o veículo sem os amortecedores.

O veículo *pickup* parado, com freios soltos, com motorista e passageiro sofreu inicialmente uma excitação vertical na região dianteira sendo imediatamente liberado para oscilar livremente. Em seguida foi imposta uma excitação forçada tentando-se gerar uma ressonância para o modo de vibrar de *bounce*. Os valores de aceleração vertical na região dianteira do chassi estão apresentados na Figura 4.10, juntamente com a FFT desse sinal, na qual observa-se um pico na freqüência de 1.31 Hz.

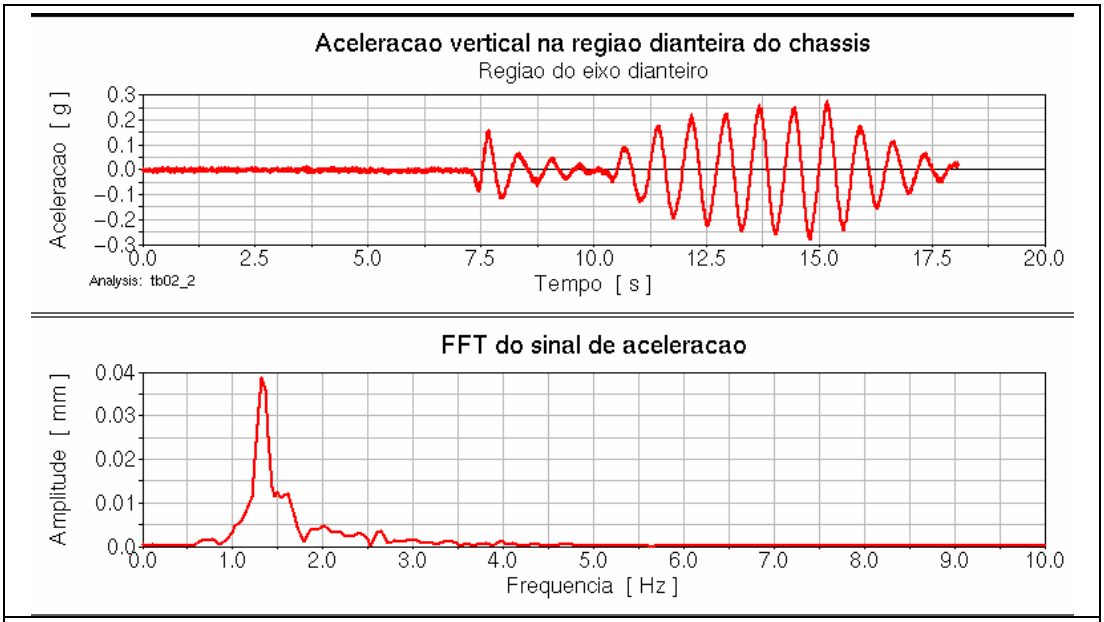


Figura 4.10: Aceleração vertical na região dianteira do chassi

Conforme CRAIG, o fator de amortecimento para um sistema de 1 GL pode ser obtido a partir de resultados experimentais utilizando-se a seguinte fórmula:

$$\ln\left(\frac{Z1}{Z2}\right) = \frac{\zeta \cdot 2 \cdot \pi}{\sqrt{1-\zeta^2}} \tag{4.1}$$

Essa expressão pode ser utilizada nessa situação, pois ocorreu a excitação significativa de apenas um dos modos de vibrar do sistema.

Utilizando-se os valores dos picos sucessivos de aceleração durante a oscilação livre, para os diversos ensaios realizados, obteve-se valores de fator de amortecimento entre 6 e 11 % para o modo de vibrar de *bounce* do veículo sem os amortecedores. Verificou-se que os valores calculados para o fator de amortecimento dependem da amplitude da oscilação. Para oscilações de menor amplitude verificou-se que ocorre maior dissipação de energia. Na Tabela 4.3 estão apresentados os valores de fator de amortecimento calculados em função da amplitude de oscilação (metade do valor pico a pico).

Tabela 4.3: Fator de amortecimento para o modo de vibrar de *bounce* em função da amplitude de oscilação (veículo sem os amortecedores)

Amplitude da oscilação [mm]	**Fator de amortecimento calculado para dois picos sucessivos de aceleração durante oscilação livre [%]**
9.2	10.2
12.4	10.6
16.0	8.3
21.2	7.2
25.0	6.1

Com base nesse resultado, aparentemente os fenômenos físicos responsáveis pela dissipação de energia são não lineares com relação à amplitude de oscilação. Essa constatação requer maior investigação antes de uma conclusão definitiva. No entanto, essa investigação é sugerida para trabalhos futuros por estar fora do escopo deste.

Outra possível explicação para esse fato é a não linearidade nos elementos de rigidez. A maioria dos elementos elásticos da suspensão apresenta a característica de elevação da rigidez com o aumento da deflexão. O feixe de molas traseiro, por exemplo, possui uma lâmina auxiliar (2º estágio) com atuação progressiva que proporciona elevação da rigidez com o aumento da deflexão vertical. Ao elevar a rigidez de um sistema de 1 GL o fator de amortecimento diminui.

Realizando o mesmo ensaio para a região traseira do veículo, obteve-se o sinal de aceleração apresentado na Figura 4.11. As amplitudes de deslocamento vertical foram semelhantes para as regiões dianteira e traseira. Os valores mais elevados de aceleração, obtidos na região traseira, são decorrentes do valor mais elevado para a freqüência do modo de vibrar com movimento predominante vertical dessa região (modo de vibrar de *pitch*, vide item 4.8).

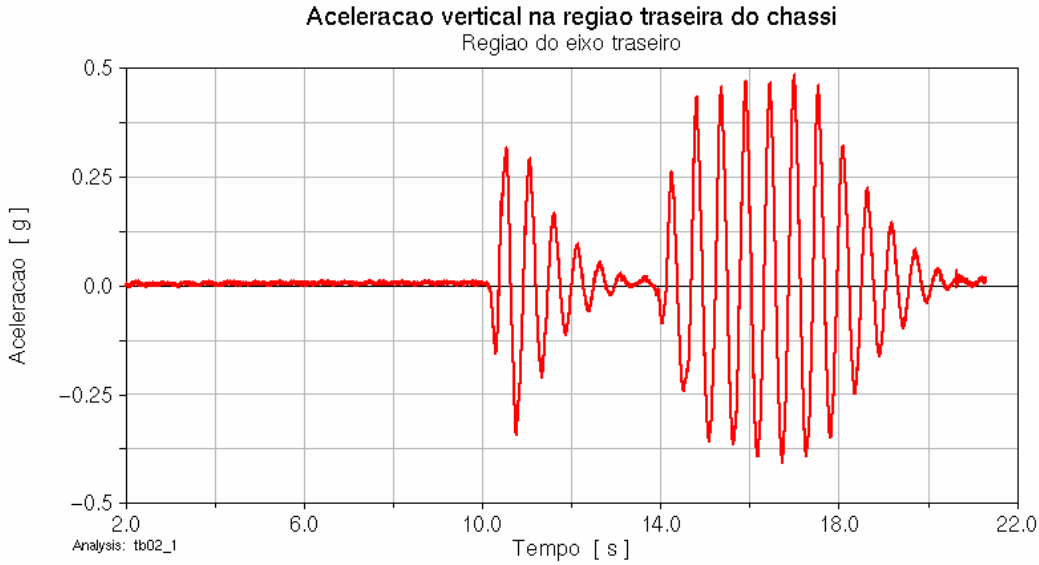


Figura 4.11: Aceleração vertical na região traseira do chassi

Foram calculados valores para o fator de amortecimento utilizando-se os sinais de oscilação livre para os ensaios realizados. Os cálculos foram feitos para picos sucessivos de aceleração vertical. Os resultados estão apresentados na Tabela 4.4 e novamente verifica-se a dependência do valor calculado com a amplitude da oscilação.

Tabela 4.4: Fator de amortecimento para o modo de vibrar de *pitch* em função da amplitude de oscilação (veículo sem os amortecedores)

Amplitude da oscilação [mm]	**Fator de amortecimento calculado para dois picos sucessivos de aceleração durante oscilação livre [%]**
5.9	10.7
8.3	12.0
11.3	10.0
15.9	9.3
19.3	7.7
25.5	6.3

O valor da freqüência natural amortecida para o modo de *pitch* foi de 1.81 Hz. No item 4.8 estão apresentadas mais informações referentes a esse modo de vibrar.

O procedimento de medição apresentado nesse item para os modos de vibrar de massa suspensa é importante por 2 motivos, conforme explicado abaixo:

a) Através de excitações controladas consegue-se excitar os modos de vibrar de massa suspensa individualmente. Desta forma, obtém-se como resposta sinais de aceleração "limpos", ou seja, sinais que possibilitam identificar com melhor precisão o valor das freqüências naturais desses modos de vibrar.

b) A quantificação da contribuição do coeficiente de amortecimento intrínseco do sistema de suspensão é importante para que os modelos teóricos representem adequadamente o veículo real. Sem a representação dessa parcela significativa de dissipação de energia, as amplitudes de resposta dos modelos computacionais geralmente diferem dos valores reais para toda faixa de freqüência de interesse para avaliações de *ride*.

Para modelos de veículos em fase de concepção pode-se inicialmente considerar valores de amortecimento intrínseco baseados em experiências anteriores de veículos que possuam fenômenos físicos semelhantes.

No item 4.8 estão apresentados resultados desta medição ao longo de diversos pontos do chassi. Esses resultados possibilitam a determinação da localização dos centros de oscilação dos modos de vibrar de massa suspensa.

4.6 Contribuição dos amortecedores

Os mecanismos de dissipação de energia descritos no item 4.5 não são suficientes para proporcionar a atenuação desejada para as amplitudes de oscilação das massas suspensa e não suspensa. A propósito, deseja-se que a contribuição desses fenômenos seja a menor possível para a obtenção de um melhor *ride*.

O mesmo veículo, para o qual realizaram-se as medições apresentadas no item 4.5, foi utilizado para verificação da influência dos amortecedores visando garantir níveis aceitáveis de vibração da massa suspensa.

4.6.1 Pista de boa qualidade

Trafegou-se com o veículo sobre pista de asfalto de boa qualidade, pista essa com potencial elevado de excitação dos modos de vibrar de massa suspensa. Os resultados de aceleração vertical na região traseira do chassi para o veículo nas configurações com e sem os amortecedores estão apresentados nas Figuras 4.12 e 4.13, respectivamente. As duas figuras estão com a mesma escala no eixo vertical para facilitar a verificação da influência dos amortecedores na resposta do modo de vibrar de massa suspensa.

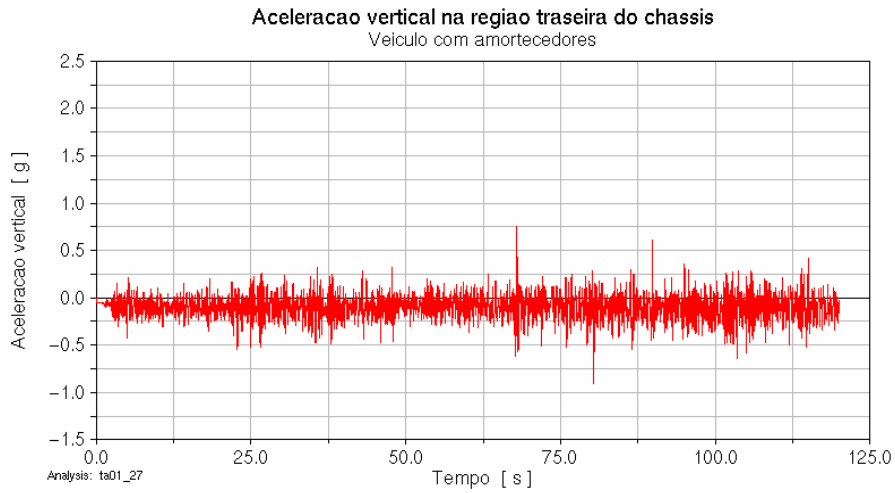


Figura 4.12: Aceleração vertical na região traseira do chassi com amortecedores

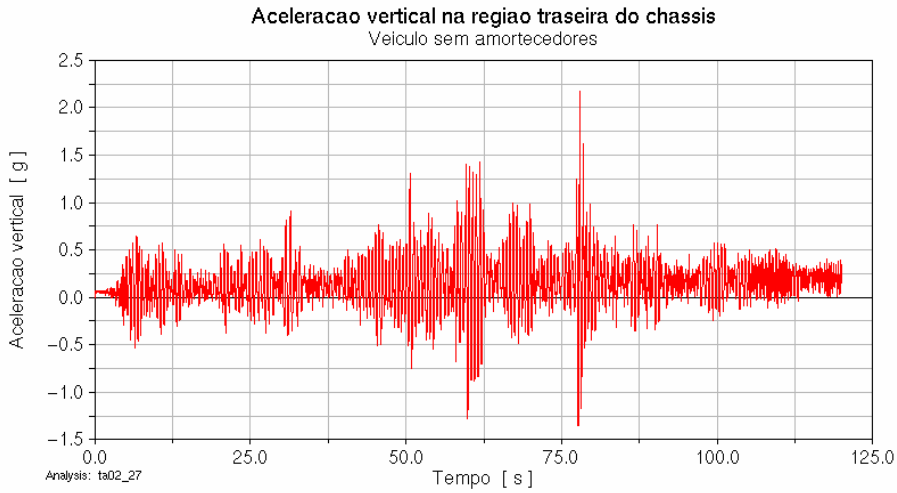


Figura 4.13: Aceleração vertical na região traseira do chassi sem amortecedores

Nas Figuras 4.14 e 4.15 estão apresentados detalhes destes sinais de aceleração, juntamente com resultados do cálculo das PSDs destes sinais. Os sinais no tempo destas

duas figuras deixam claro a influência dos amortecedores no sentido de atenuar as oscilações dos modos de vibrar de massa suspensa.

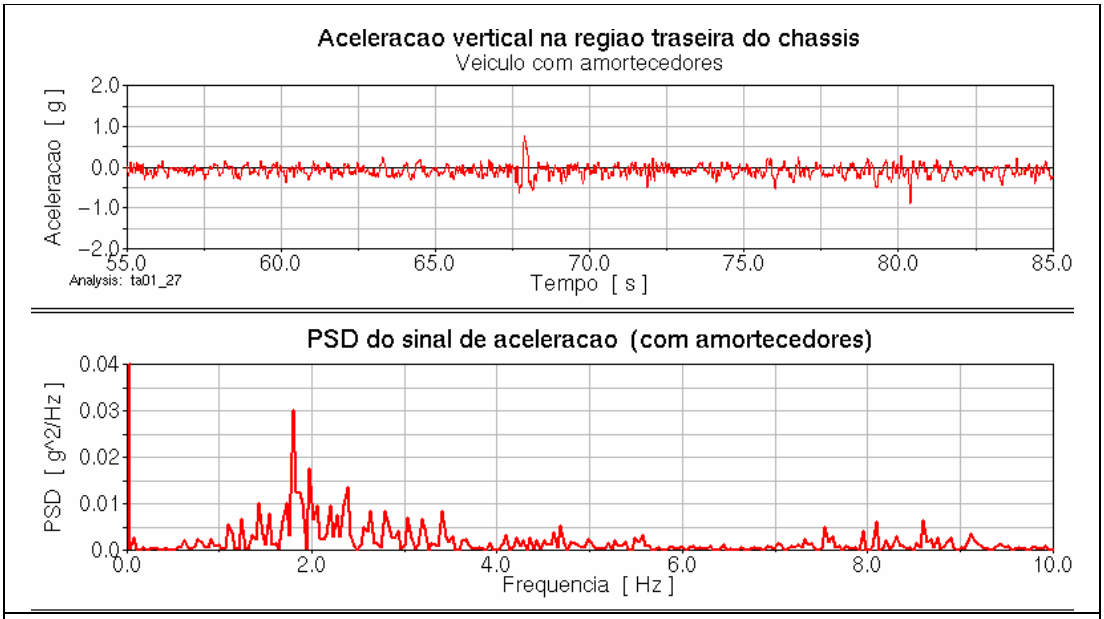


Figura 4.14: PSD da aceleração vertical na região traseira do chassi com amortecedores

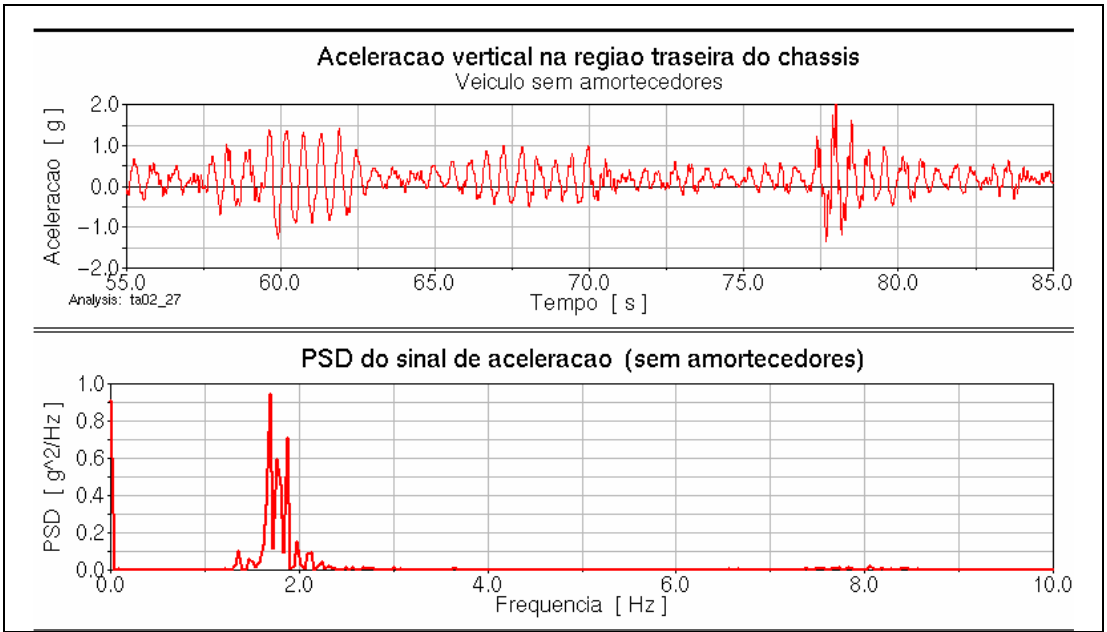


Figura 4.15: PSD da aceleração vertical na região traseira do chassi sem amortecedores

Subjetivamente o veículo sem os amortecedores foi avaliado como muito desconfortável, gerando uma sensação de enjôo após poucos minutos de utilização nessas condições, em função da oscilação persistente da massa suspensa. Esse resultado pode ser traduzido objetivamente através da PSD dos valores de aceleração. Algumas

normas de avaliação objetiva de conforto são baseadas nas PSDs de aceleração para determinar o tempo que um ser humano pode ficar exposto a determinado ambiente de vibrações sem que ocorram prejuízos à sua capacidade de concentração, à seus reflexos ou até à sua saúde. Conforme observado nessas figuras, as amplitudes da PSD na faixa de freqüências relativa aos modos de vibrar de massa suspensa são aproximadamente 30 vezes maiores para o sinal do veículo sem os amortecedores. Isso explica o motivo da avaliação "muito desconfortável" para o veículo sem os amortecedores.

Conforme os resultados apresentados no item 4.5, os modos de vibrar de massa suspensa apresentam fatores de amortecimento entre 6 e 12 % quando os amortecedores são retirados. Enquanto que, na configuração normal, com amortecedores, os fatores de amortecimento desses modos de vibrar estão na faixa de 30 a 60 %. As diferenças obtidas para os valores de PSD de aceleração vertical do chassi para o veículo com e sem os amortecedores podem ser vistas tanto nos resultados experimentais, figuras acima, quanto nos resultados teóricos (Figura 3.23 do item 3.2.3).

4.6.2 Excitação transiente

Conforme descrito no item 3.2.2 e apresentado no item anterior os amortecedores tem papel importante na dissipação de energia do sistema evitando oscilação persistente das massas suspensa e não suspensa. Essa dissipação é conseguida através do princípio físico de trabalho do amortecedor que proporciona força contrária à velocidade relativa entre suas extremidades. No entanto, esse mesmo princípio compromete a transmissão de força para a massa suspensa durante excitações singulares de curta duração, como emendas, buracos e remendos no asfalto. Esse tipo de excitação, semelhante a um impulso, gera valores significativos de velocidade na massa não suspensa e conseqüentemente também entre as extremidades do amortecedor, pois, em função do valor elevado da massa suspensa, essa última demora mais para adquirir velocidade.

O veículo em questão foi submetido à passagem por "rampinhas" simultaneamente nos lados direito e esquerdo (rampas em fase). O perfil das rampas está apresentado na Figura 4.16. Na Figura 4.17 estão apresentadas a FFT e a PSD do sinal de deslocamento imposto por essa rampa durante uma passagem a 30 km/h. Com base na amplitude desses gráficos entre 0 e 15 Hz, verifica-se que essa entrada tem potencial de excitação nas freqüências dos modos de vibrar de massa suspensa e não suspensa. Os resultados

de aceleração vertical na região dianteira do chassi estão apresentados na Figura 4.18 para as configurações com e sem amortecedores para a passagem a 30 km/h.

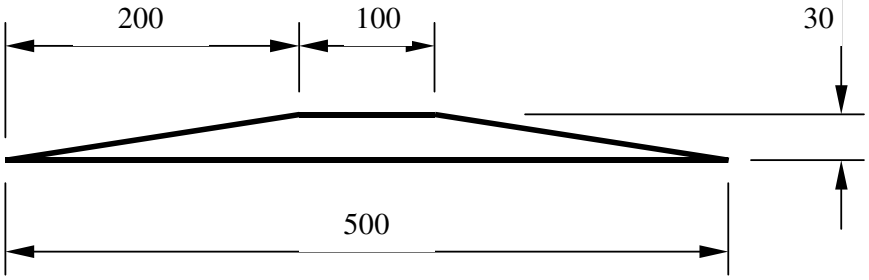


Figura 4.16: Rampas utilizadas para representar excitações singulares de asfalto

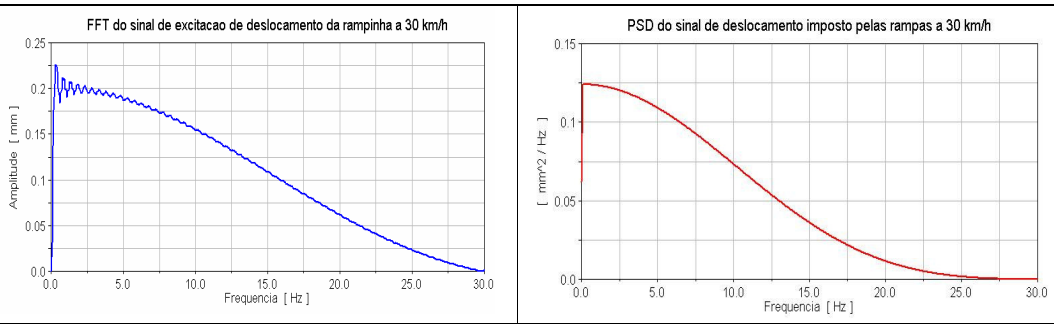


Figura 4.17: FFT e PSD do sinal da excitação de deslocamento imposto pelas rampas

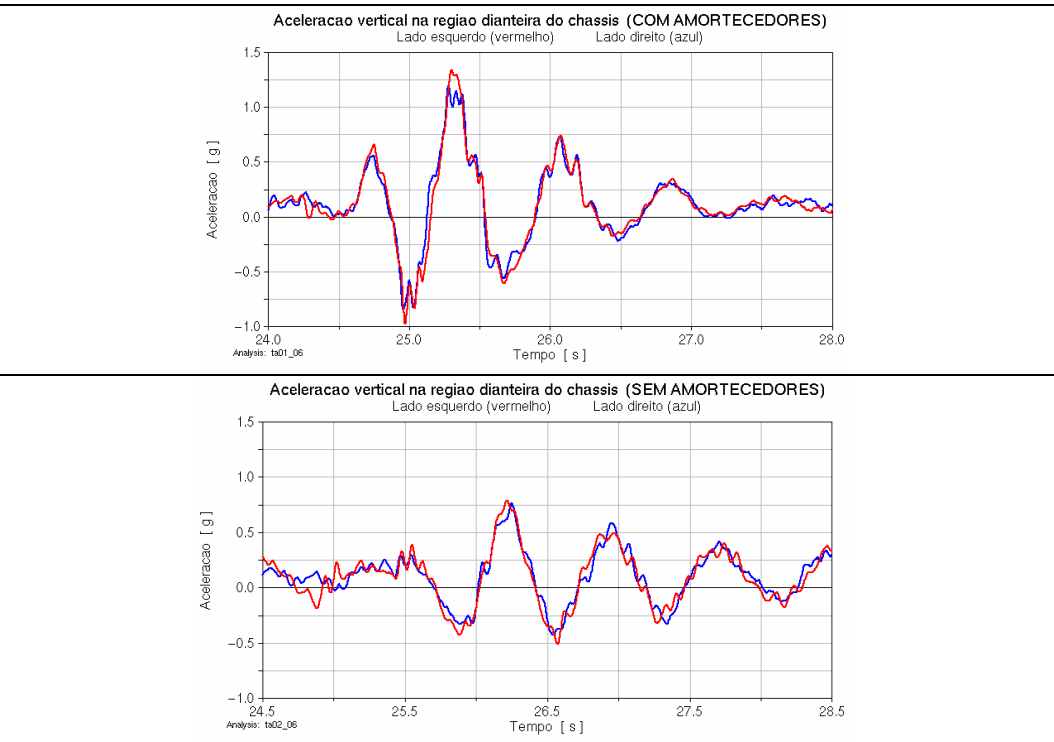


Figura 4.18: Valores de aceleração vertical na região dianteira do chassi durante a passagem pelas rampas em fase

Esses resultados ilustram a teoria apresentada no item 3.2.2. Observa-se que as amplitudes de aceleração na massa suspensa, resultantes dessa excitação transiente, são menores para o veículo sem os amortecedores. No entanto, verifica-se que o decremento da amplitude do sinal é mais acentuado para o veículo com amortecedores. Esse efeito da dissipação de energia é, no entanto, mais significativo para obstáculos ou ondulações de pista que excitem preferencialmente o modo de vibrar de massa suspensa, conforme observado no item 4.6.1.

4.6.3 Pista de cascalhos

Os efeitos do amortecimento na resposta de aceleração vertical da massa suspensa podem ser verificados também durante a passagem por trechos irregulares (*off-road*). O veículo nas condições com e sem amortecedores foi submetido a uma pista de cascalhos com grande potencial de excitação em altas freqüências e pequenas amplitudes para as freqüências na faixa dos modos de vibrar de massa suspensa.

Os resultados de aceleração vertical no centro do chassi e sua respectiva PSD estão apresentados na Figura 4.19 para o veículo com os amortecedores. Observam-se amplitudes elevadas na faixa de freqüências entre 7 e 15 Hz. Nessa faixa estão presentes vários modos de vibrar de vibrar do veículo que influenciam na resposta de *ride*, como por exemplo os modos de vibrar com os movimentos predominantes listados abaixo:

- Vertical da massa não suspensa;
- *Roll* da massa não suspensa;
- Vertical da traseira da cabina;
- Flexão vertical do chassi;
- Longitudinal e *pitch* do *powertrain*.

Essa pista possui grande potencial de excitação desses modos de vibrar e, por esse motivo, as amplitudes da PSD nessa faixa de freqüências são maiores do que as apresentadas na Figura 4.14.

Os resultados obtidos para o veículo sem amortecedores estão apresentados na Figura 4.20. Observa-se que a redução no coeficiente de amortecimento resulta em maiores amplitudes da PSD de aceleração vertical da massa suspensa na faixa de freqüência de seus modos de vibrar de *bounce* e *pitch*, mesmo não se tratando de uma

pista com grande potencial de excitação desses modos de vibrar. Observa-se que as amplitudes da PSD nessa faixa de freqüência, para a pista descrita no item 4.6.1 (vide Figura 4.15), são aproximadamente 10 vezes maiores do que para a pista de cascalho (Figura 4.20).

Para faixa de freqüências entre 9 e 15 Hz ocorre atenuação nas amplitudes da PSD. Nesse tipo de pista, cascalhos, são impostos valores significativos de velocidade ao eixo para, através dos amortecedores, impor energia nos 3 últimos modos listados acima. A remoção dos amortecedores resulta em redução nos esforços impostos ao chassi do veículo e, conseqüentemente a todos esses modos de vibrar.

No entanto, os modos de vibrar de massa não suspensa respondem com maior intensidade com a retirada dos amortecedores. Os resultados de aceleração vertical no eixo, para as condições com e sem os amortecedores, estão apresentados nas Figuras 4.62 e 4.63 do item 4.13. Por esse motivo ocorre também aumento das amplitudes da PSD de aceleração da massa suspensa na faixa de freqüências dos modos de vibrar de massa não suspensa (observar que as Figuras 4.19 e 4.20 estão em escalas diferentes). A forma de determinação experimental das freqüências dos modos de vibrar de massa não suspensa está apresentada no item 4.12.

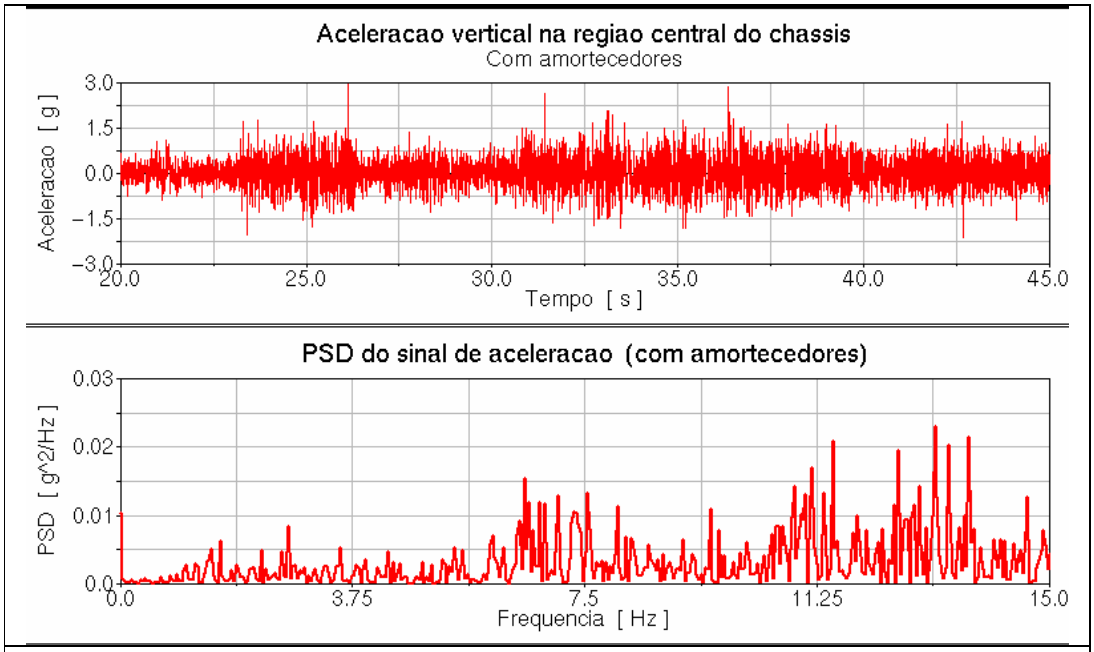


Figura 4.19: Veículo com amortecedores trafegando sobre trecho irregular

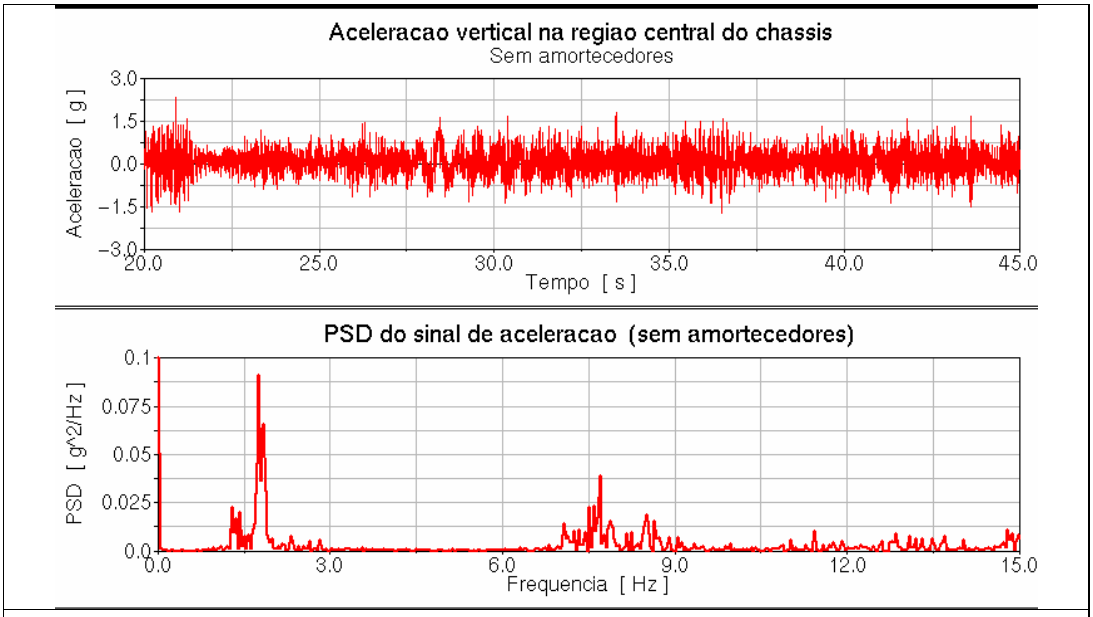


Figura 4.20: Veículo sem amortecedores trafegando sobre trecho irregular

4.6.4 Pista de terra

Nas Figuras 4.21 e 4.22 estão apresentados os resultados de aceleração vertical na região traseira do chassi, durante a passagem por um trecho de terra, nas configurações com e sem os amortecedores, respectivamente. Observa-se que a remoção dos amortecedores resultou em aumento nas amplitudes da FFT do sinal de aceleração para as freqüências dos modos de vibrar de massa suspensa e não suspensa, em conjunto com uma redução das amplitudes na faixa intermediária de freqüências entre esses dois modos de vibrar. As duas figuras estão na mesma escala para facilitar a visualização.

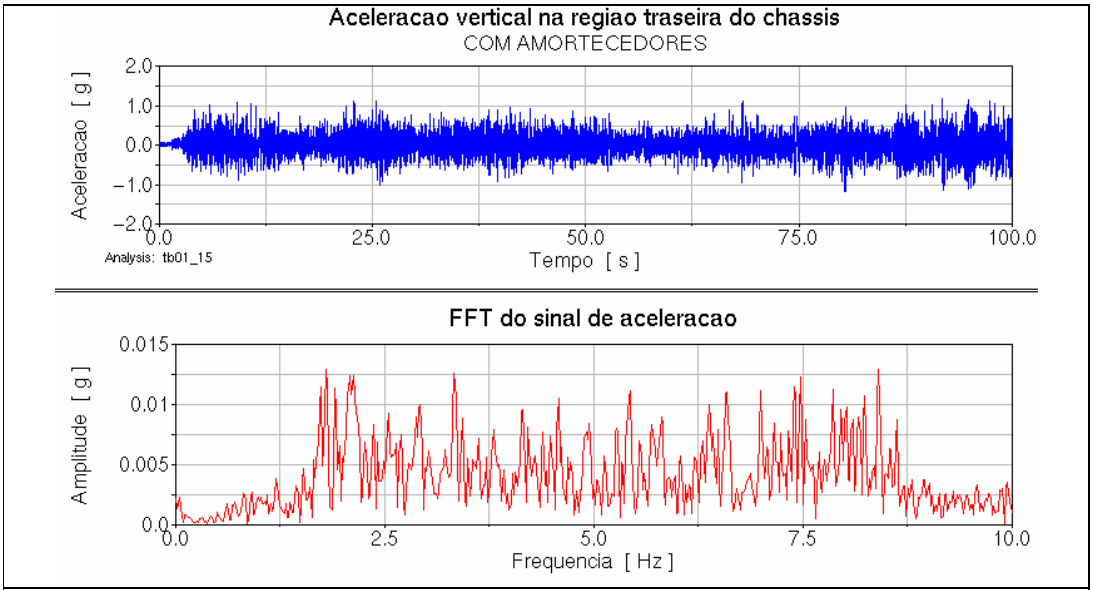


Figura 4.21: Veículo trafegando sobre trecho de terra com amortecedores

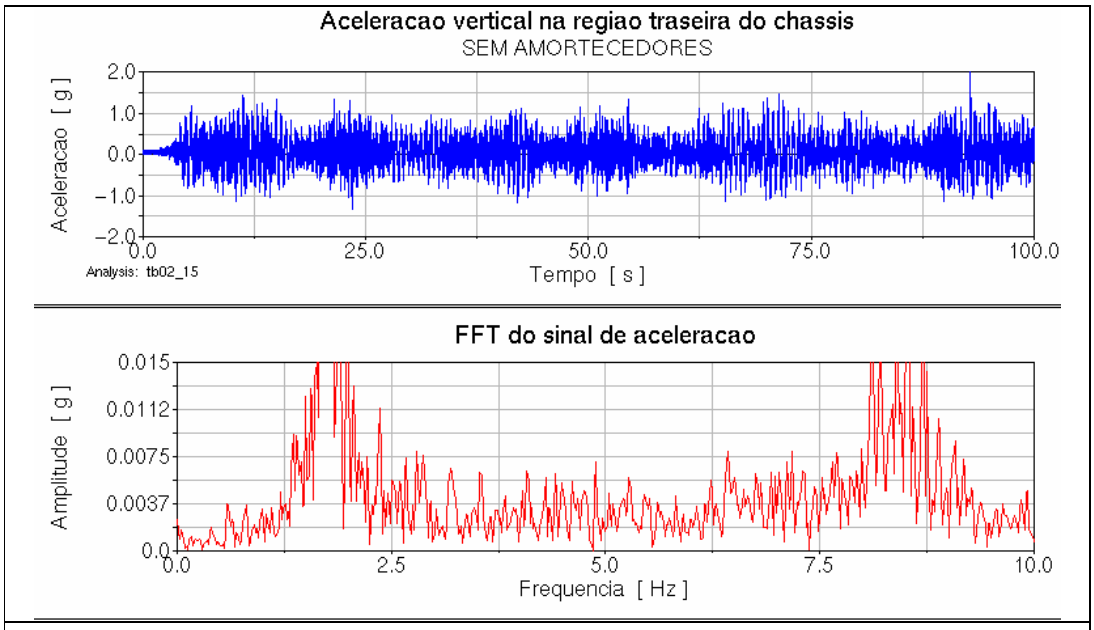


Figura 4.22: Veículo trafegando sobre trecho de terra sem amortecedores

4.7 Parcela da massa não suspensa no modo de vibrar de massa suspensa

O ensaio de excitação na região traseira do veículo sem os amortecedores também é útil para verificar a parcela de movimento do eixo (massa não suspensa) no modo de vibrar com movimento predominante da massa suspensa. Na Figura 4.23 estão apresentados os sinais de aceleração no eixo traseiro e no chassi logo acima do eixo traseiro para as situações de oscilação livre do modo de vibrar de massa suspensa e de oscilação forçada próximo da freqüência de ressonância desse modo de vibrar.

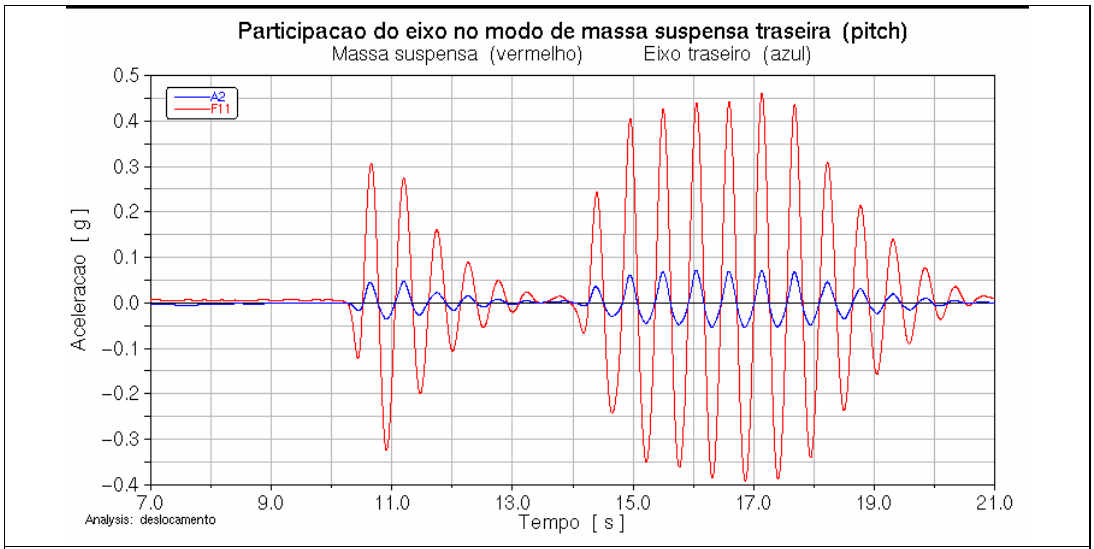


Figura 4.23: Amplitudes de aceleração para o modo de vibrar de massa suspensa traseira (*pitch*)

Verifica-se que a relação entre a amplitude da massa suspensa e a amplitude do eixo para esse modo de vibrar é de 6.84. Um valor usual para essa relação é de aproximadamente 10.0. Esse valor baixo de 6.84 ocorre em função do valor elevado da massa não suspensa por se tratar de uma suspensão com eixo rígido.

O valor elevado da massa não suspensa traseira das *pickups* faz com que sejam necessárias cargas elevadas dos amortecedores nessa região. A combinação desses dois fatores, massa não suspensa elevada e alto coeficiente de amortecimento, pode resultar em deterioração significativa das características de *ride* do veículo, conforme descrito no capítulo 3.

4.8 Modos de vibrar de *bounce* e *pitch*

Nesse item estão apresentados resultados de medições de aceleração de um veículo *pickup* para diferentes condições de excitação. Conforme mencionado anteriormente, essa categoria de veículos apresenta baixos valores para o índice $k^2/(a \cdot b)$. Desta forma, o uso de modelos computacionais, através das ferramentas de CAE, é de fundamental importância para a determinação das características da suspensão do veículo. O caso contrário, definição da suspensão através das freqüências básicas, resulta em um nível de conforto para o veículo muito pior do que o esperado.

4.8.1 Centros de oscilação

Os valores de freqüências básicas para as regiões dianteira e traseira desse veículo encontram-se na Tabela 4.5, juntamente com os valores de rigidez vertical e as massas suportadas na condição de veículo vazio com motorista mais passageiro.

Tabela 4.5: Freqüências básicas de massa suspensa para as regiões dianteira e traseira

Região	**Rigidez vertical [N/mm]**	**Massa sustentada [kg]**	**Freqüência básica [Hz]**
Dianteira	2 x 32.7	1020	1.28
Traseira	2 x 26.0	600	1.48

No entanto, conforme apresentado no item 4.5 os valores das freqüências dos modos de vibrar *bounce* e *pitch* são respectivamente, 1.31 e 1.83 Hz. Essa diferença significativa ocorre devido ao baixo valor do índice dinâmico $k^2/(a \cdot b)$, conforme explicado no item 3.4.1.

Ao excitar a região traseira do veículo verifica-se que os sinais de aceleração vertical no chassi nas regiões dos eixos dianteiro e traseiro estão em oposição de fase. Isso significa que o centro de oscilação desse modo de vibrar encontra-se entre os eixos e, portanto trata-se do modo de *pitch* da massa suspensa, conforme apresentado na Figura 4.24.

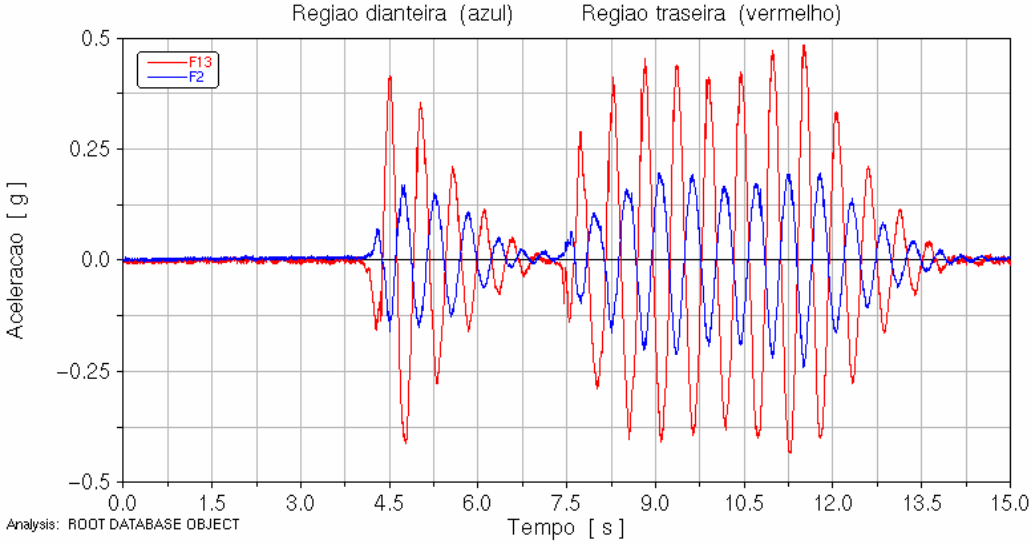


Figura 4.24: Centro de oscilação do modo de vibrar de *pitch*

Com base na relação de amplitudes entre a região dianteira e traseira, determina-se a localização longitudinal do centro de oscilação, 1.07 m para trás do eixo dianteiro (0.11 m para frente do CG) para o modo de vibrar de *pitch*.

Uma ilustração desse modo de vibrar de *pitch* da massa suspensa está apresentada na Figura 4.25. As linhas tracejadas em vermelho referem-se a posição estática (não deformada) do veículo. Esse resultado foi obtido a partir de uma simulação modal de um modelo computacional do veículo em questão.

Resultados de medições de aceleração vertical ao longo do chassi, durante a excitação na região dianteira, estão apresentados na Figura 4.26. Verifica-se que todos os sinais estão em fase e, portanto, trata-se de um modo de vibrar de *bounce* da massa suspensa. Com base nesses resultados verifica-se que o centro de oscilação desse modo de vibrar encontra-se aproximadamente 1.33 m atrás do eixo traseiro. A Figura 4.27 apresenta uma ilustração desse modo de vibrar com a configuração estática em vermelho tracejado.

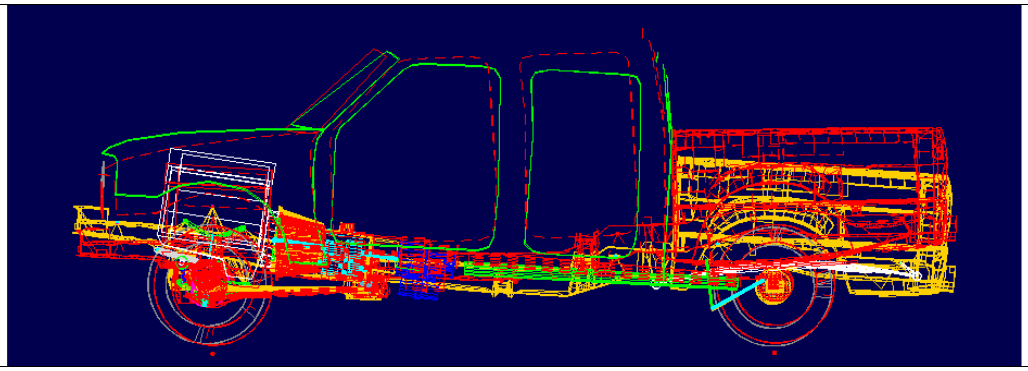


Figura 4.25: Modo de vibrar de *pitch* da massa suspensa

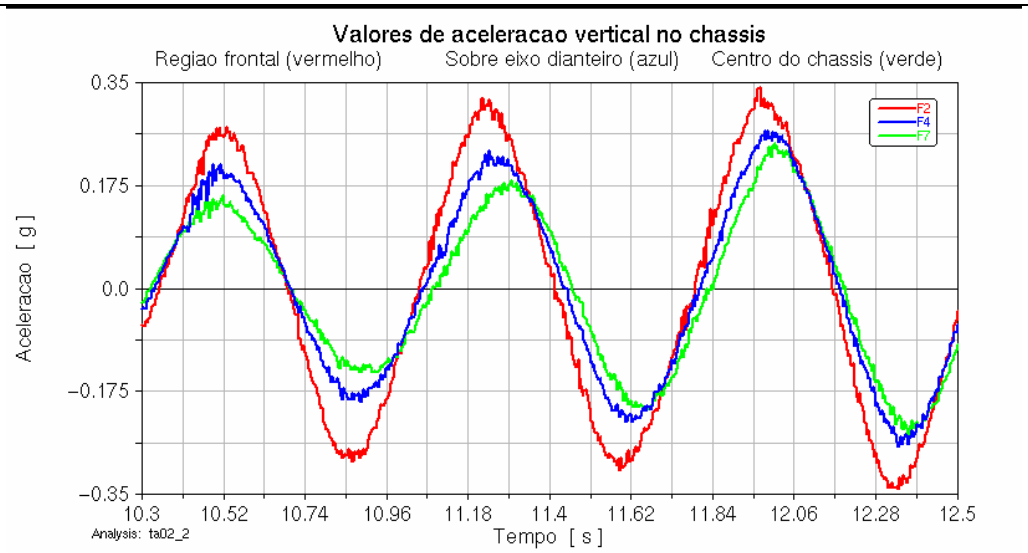


Figura 4.26: Centro de oscilação do modo de vibrar de *bounce*

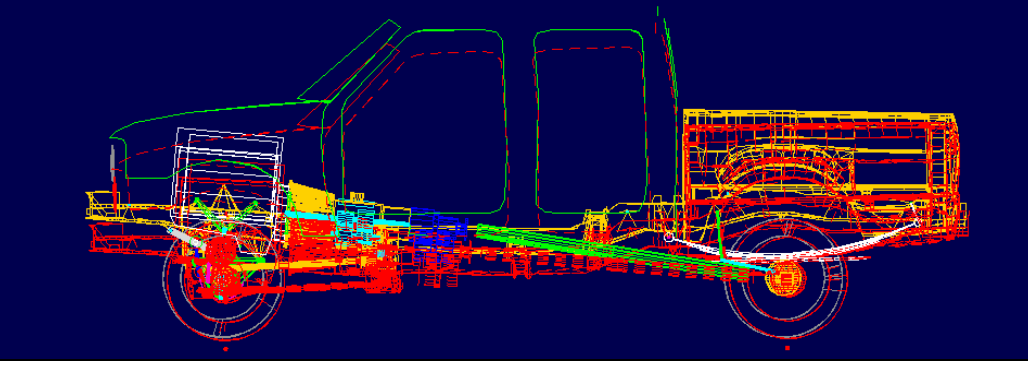


Figura 4.27: Modo de vibrar de *bounce* da massa suspensa

4.8.2 Relação de freqüências e fatores de amortecimento

Com base nas teorias apresentadas nos itens 3.3.4 e 3.4.3, os valores de rigidez da mola traseira e a curva do amortecedor traseiro foram alterados de forma a buscar uma configuração que proporcionasse melhor nível de conforto para os ocupantes do veículo.

A Tabela 4.6 apresenta as descrições dos modos de vibrar de massa suspensa antes e depois das alterações, para as colunas Suspensão 01 e Suspensão 02, respectivamente. As siglas CA e SA referem-se a configurações com e sem os amortecedores, respectivamente.

Tabela 4.6: Descrição das alterações obtidas nos modos de vibrar de massa suspensa

Descrição do modo de vibrar		**Suspensão 01**	**Suspensão 02**
Modo de vibrar de *bounce* (SA)	Freqüência natural não amortecida [Hz]	1.31	1.26
	Fator de amortecimento [%]	9.4	9.0
Modo de vibrar de *bounce* (CA)	Freqüência natural não amortecida [Hz]	1.35	1.27
	Fator de amortecimento [%]	34.1	23.8
Modo de vibrar de *pitch* (SA)	Freqüência natural não amortecida [Hz]	1.83	1.67
	Fator de amortecimento [%]	9.2	9.0
Modo de vibrar de *pitch* (CA)	Freqüência natural não amortecida [Hz]	2.09	1.77
	Fator de amortecimento [Hz]	77.9	59.1

Observa-se que, com a Suspensão 02 obtém-se uma melhor relação entre freqüência do modo de vibrar de *pitch* por freqüência do modo de vibrar de *bounce*. A Figura 4.28 apresenta os valores de aceleração vertical no ponto HC durante a passagem a 120 km/h por uma pista de asfalto de boa qualidade, com a configuração de suspensão 01. Com base na PSD desse sinal, apresentada na mesma figura, verifica-se que essa pista apresenta maior potencial de excitação dos modos de vibrar de massa suspensa.

Ponto HC = Ponto no plano central XZ do veículo (y = 0.0), referente à projeção perpendicular do ponto central da cabeça do motorista.

Os resultados obtidos após as alterações na suspensão primária traseira estão apresentados na Figura 4.29. Verifica-se uma redução de quase 20 % nas amplitudes da PSD na faixa de freqüência dos modos de vibrar de massa suspensa, confirmando dessa forma a teoria apresentada nos itens 3.3.4 e 3.4.3.

Medições de aceleração também foram realizadas com as duas configurações de suspensão na velocidade de 90 km/h. As PSDs dos sinais de aceleração estão apresentadas na Figura 4.30, na qual verifica-se níveis de redução semelhantes aos obtidos na velocidade de 120 km/h.

As maiores amplitudes de resposta obtidas a 120 km/h são conseqüência do aumento das amplitudes de PSD da pista resultantes do aumento da velocidade do veículo, conforme descrito no Apêndice A1.

Observa-se que, as alterações na suspensão, segundo as diretrizes do capítulo 3, proporcionam melhorias no nível de conforto do veículo.

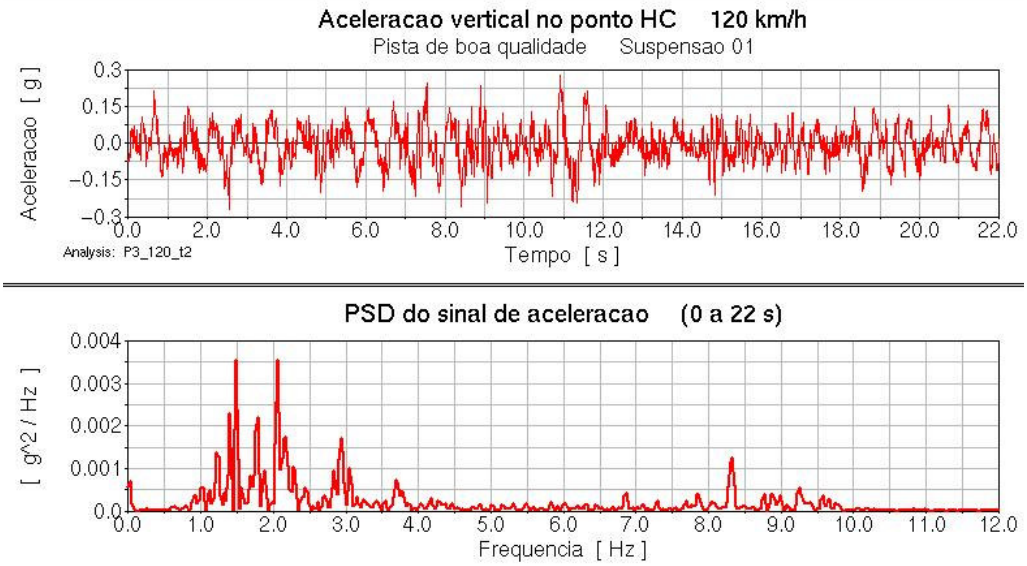


Figura 4.28: Valores de aceleração vertical no ponto HC e respectiva PSD para configuração 01 de suspensão primária

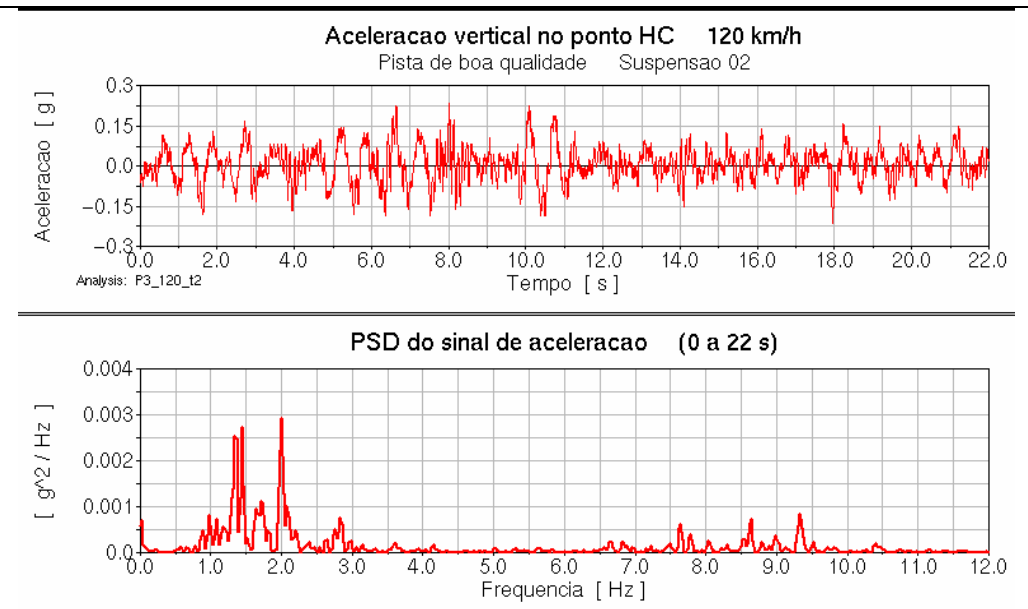


Figura 4.29: Valores de aceleração vertical no ponto HC e respectiva PSD para configuração 02 de suspensão primária

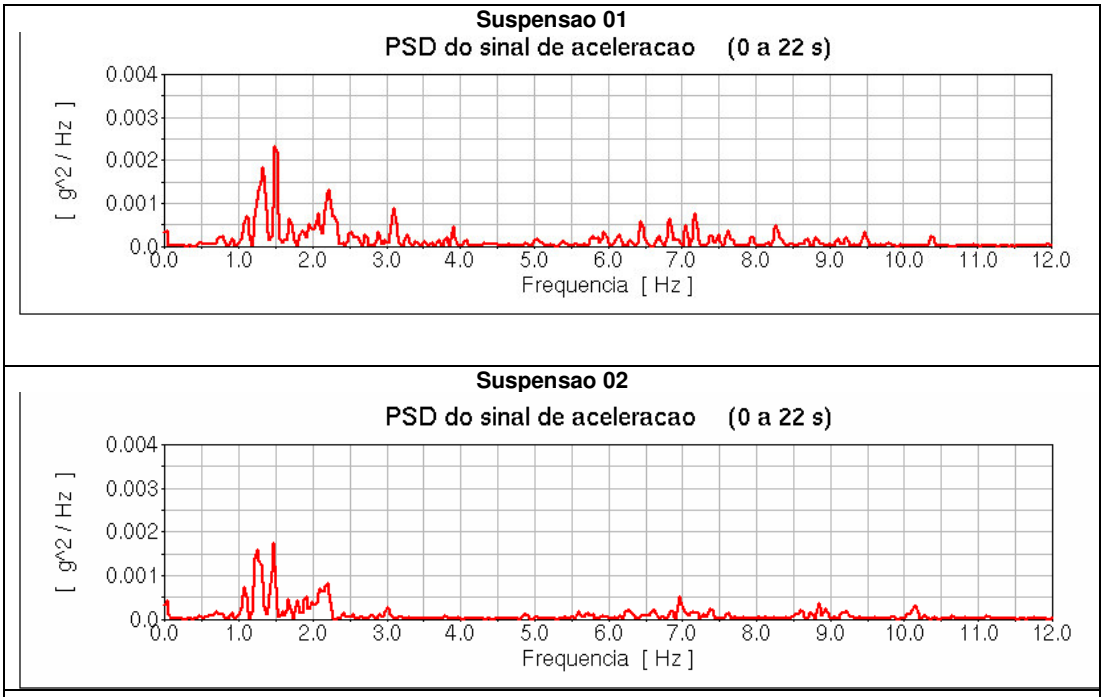


Figura 4.30: PSDs de aceleração vertical no ponto HC para as duas configurações de suspensão primária a 90 km/h

4.9 Boulevard jerk

Conforme descrito no item 3.3.6 o fenômeno conhecido como "*boulevard jerk*" refere-se à oscilação das massas suspensa e não suspensa em conjunto sobre os pneus. Esse fenômeno é comum de ser observado em veículos que apresentam feixes de molas trapezoidais, visto que, durante a passagem por pistas de boa qualidade, a excitação pode não ser suficiente para vencer o atrito estático entre as lâminas do feixe de molas. Nessa condição o valor efetivo de rigidez do feixe é elevado, sendo comum a obtenção de uma rigidez efetiva entre 3 e 8 vezes o valor nominal, dependendo da configuração do feixe e do número de lâminas. Como resultado, surge um novo modo de vibrar, com movimento de toda massa do veículo oscilando sobre os pneus. Esse modo de vibrar apresenta freqüência mais alta e fator de amortecimento mais baixo do que os modos de vibrar de massa suspensa, conforme descrito no item 3.3.6.

Esse item tem como objetivo apresentar resultados de medições que ilustram esse fenômeno para um veículo do tipo cavalo que apresenta feixe de molas trapezoidais na suspensão traseira.

O veículo em questão foi submetido a passagem por pistas de boa qualidade visando obter excitações não suficientes para vencer o atrito estático entre as lâminas. A Figura 4.9 e a Tabela 4.2 apresentam os locais de fixação de acelerômetros.

Na Figura 4.31 estão apresentados os sinais de aceleração vertical nas regiões dianteira e traseira do chassi, respectivamente em vermelho e azul, durante a passagem do conjunto cavalo com carreta sobre uma rodovia de boa qualidade na velocidade de 50 km/h. A carreta foi carregada de forma a atingir os limites de carga dos eixos permitidos por lei.

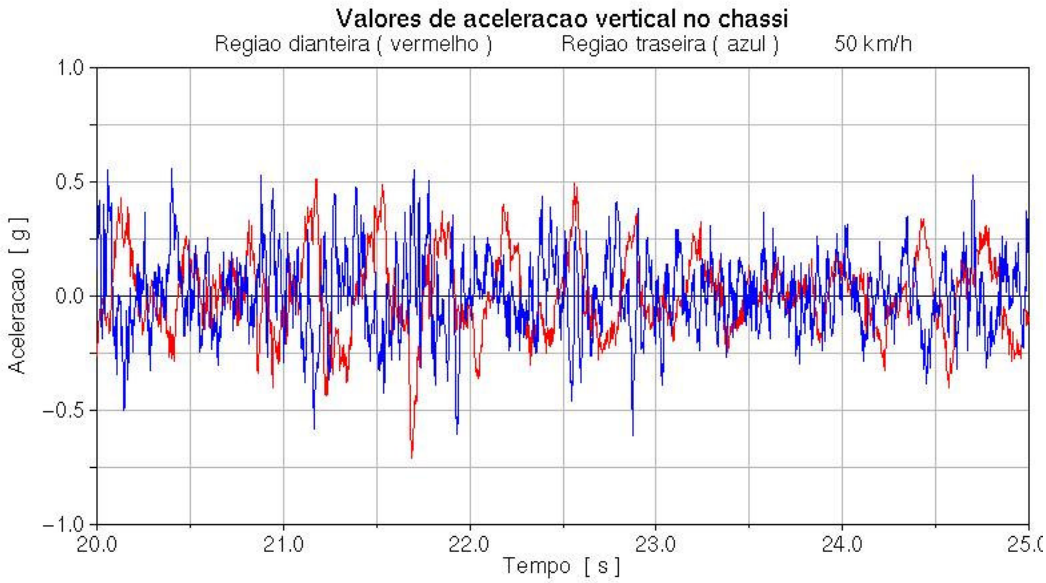


Figura 4.31: Valores de aceleração vertical nas regiões dianteira e traseira do chassi

Observa-se que, apesar de existir uma componente de freqüência mais elevada no sinal da região traseira (em azul), os sinais encontram-se em oposição de fase para uma componente mais baixa de freqüência.

Na Figura 4.32 estão apresentados os mesmos sinais após a aplicação de um filtro passa baixa de 4ª ordem na freqüência de 5.0 Hz. Verifica-se que os dois sinais apresentam uma componente predominante em aproximadamente 3.0 Hz em oposição de fase e, portanto, trata-se de uma oscilação do cavalo em *pitch*.

No entanto, uma simulação modal com o modelo computacional do conjunto cavalo carreta (vide Figura 4.7) resultou em uma freqüência de 1.95 Hz para o modo de vibrar de *pitch* do cavalo, para a mesma condição de carga na carreta utilizada na medição.

Essa diferença nos valores de freqüência entre o resultado do modelo e o resultado experimental é explicado pela ocorrência do travamento dos feixes traseiros do cavalo durante as medições na pista de boa qualidade. Esse fenômeno não foi considerado na primeira simulação com o modelo computacional.

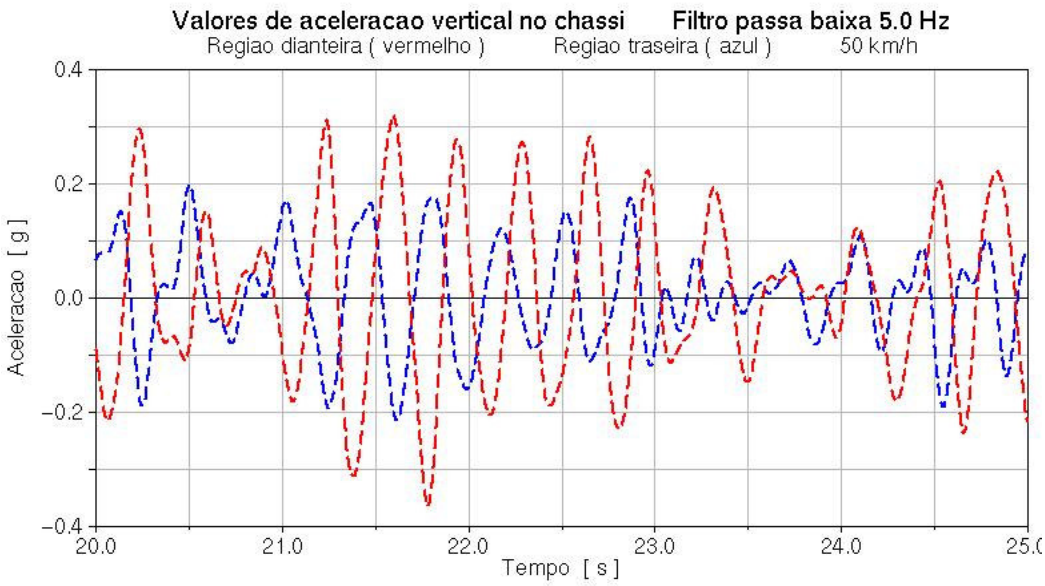


Figura 4.32: Valores de aceleração vertical nas regiões dianteira e traseira do chassi com a aplicação de um filtro passa baixa

Para comprovar a ocorrência de travamento dos feixes foram realizadas medições de aceleração vertical nos eixos e no chassi logo acima dos eixos.

Na Figura 4.33 estão apresentados os resultados de aceleração vertical obtidos na região dianteira do veículo. O sinal em vermelho refere-se ao lado direito do eixo dianteiro e o sinal em azul refere-se ao lado direito do chassi na região dianteira. Observa-se que a componente de freqüência mais alta no sinal do eixo (em vermelho) é significativamente filtrada para o chassi (em azul), o que significa que ocorre movimento relativo entre eixo e chassi na região dianteira, ou seja, os feixes dianteiros não estão travados.

Realizando-se a mesma comparação para a região traseira do veículo, resultados diferentes são observados. A Figura 4.34 contém os sinais de aceleração vertical na região traseira do cavalo, em vermelho para o eixo e em azul para o chassi. Observa-se grande semelhança entre os sinais por não existir movimento relativo significativo entre as partes em função do travamento dos feixes.

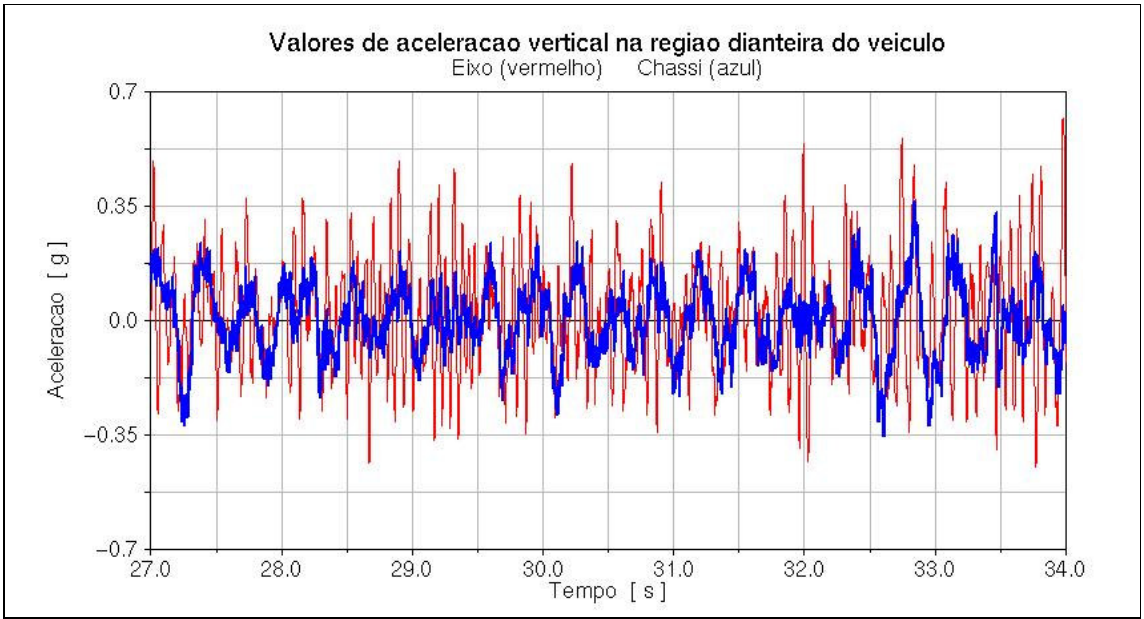


Figura 4.33: Medições realizadas na região dianteira do veículo

Realizando-se uma simulação modal ao considerar o travamento dos feixes traseiros no modelo computacional, obtém-se como resultado uma freqüência de 2.95 Hz para o modo de vibrar de "*pitch*" do cavalo, apresentado na Figura 4.35. Observa-se que os elementos elásticos com maior influência nesse modo de vibrar são os pneus da suspensão traseira.

Observa-se que o centro de oscilação desse modo de vibrar de *pitch* encontra-se distante da localização do motorista, logo à frente do CG do cavalo (considerando-se a carga na quinta-roda). Esse recuo do centro de oscilação do modo de vibrar de *pitch* do cavalo ocorre em função do valor reduzido de índice dinâmico, aproximadamente **0.6**, conforme descrito no item 3.4.1. Por esse motivo, o movimento predominante observado pelo motorista é na direção vertical.

Para a condição de cavalo sem carreta, ocorre elevação do índice dinâmico para aproximadamente **0.9**. Desta forma o centro de oscilação do modo de vibrar de *pitch* do cavalo se aproxima do eixo dianteiro, resultando no modo de vibrar apresentado na Figura 4.36. A freqüência desse modo de vibrar, considerando-se o travamento dos feixes traseiros sobre pistas de boa qualidade, é de 6.0 Hz. Nessa condição observa-se movimento predominante longitudinal para os motoristas. O movimento vertical apresenta baixa amplitude em função da proximidade, no eixo longitudinal, entre o motorista e o centro de oscilação do modo de vibrar.

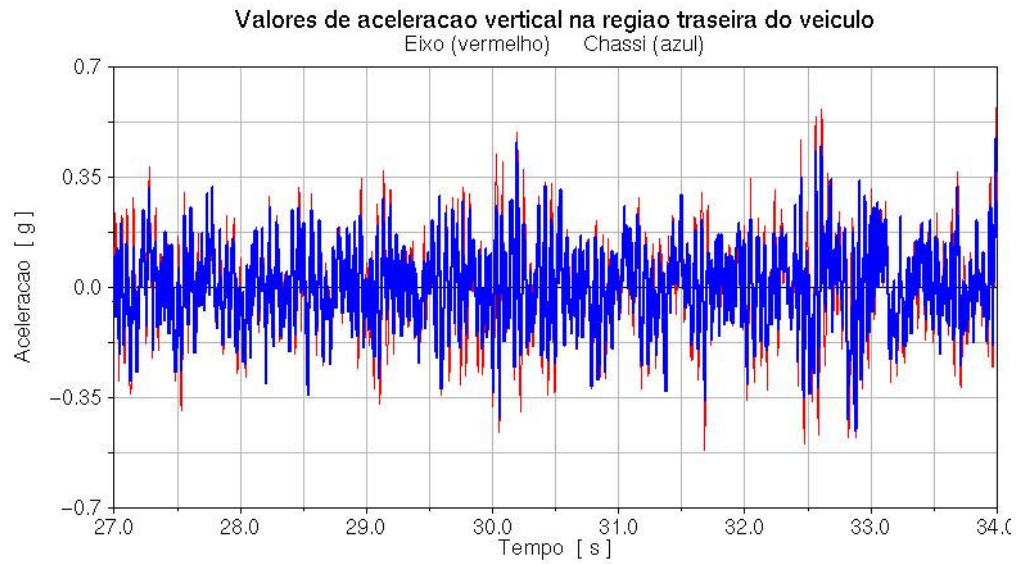


Figura 4.34: Medições realizadas na região traseira do veículo

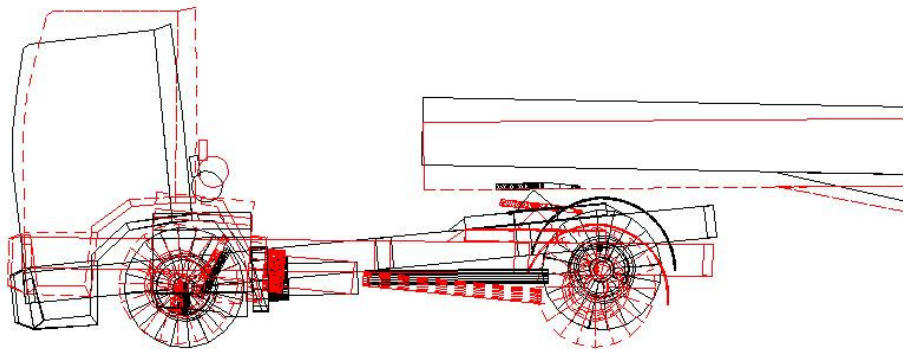


Figura 4.35: Modo de vibrar com movimento de *pitch* do cavalo durante o travamento dos feixes traseiros (2.95 Hz)

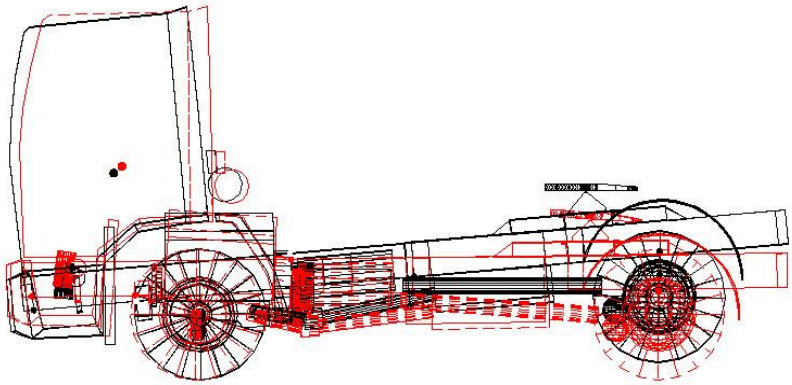


Figura 4.36: Modo de vibrar de *pitch* do cavalo para a condição sem carreta e com travamento dos feixes traseiros (6.0 Hz)

A Figura 4.37 apresenta os resultados de aceleração vertical na primeira travessa do chassi (vermelho) e na região da quinta-roda (azul), durante a passagem do cavalo sem carreta por uma pista de boa qualidade. Na Figura 4.38 está apresentada a PSD do sinal de aceleração longitudinal no teto da cabina, na qual observa-se uma componente predominante em aproximadamente 6.0 Hz.

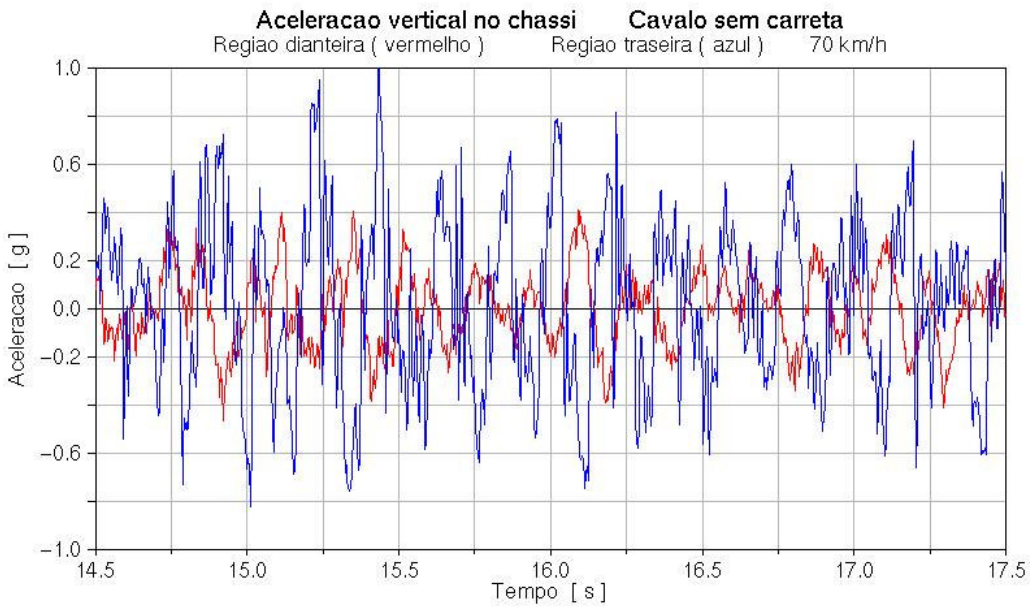


Figura 4.37: Valores de aceleração vertical na primeira travessa do cavalo e na região da quinta-roda durante a passagem por pista de boa qualidade, na condição sem carreta

Figura 4.38: PSD do sinal de aceleração longitudinal no teto da cabina

4.10 Filtro de entre eixos

O conhecimento da teoria do filtro de entre eixos é importante no processo de avaliação de resultados de medições. Tomando-se como exemplo as PSDs de aceleração vertical em diversos pontos do chassi, conforme figuras apresentadas nesse item, pode-se equivocadamente imaginar que existem vários modos de vibrar com freqüências próximas a 3.8, 4.5 e 5.2 Hz. No entanto, com base nos resultados apresentados na Figura 3.86, do item 3.4.2, entende-se que o próprio filtro de entre eixos faz surgir picos e vales, na faixa de freqüências de interesse para as avaliações de ride, na PSD de aceleração vertical.

Foram realizadas medições de aceleração **vertical** na região central do veículo (Y=0.0) na coordenada X da cabeça do motorista (ponto HC) para várias velocidades de passagem por uma pista de boa qualidade. As PSDs dos sinais de aceleração vertical estão apresentadas nas Figuras 4.39, 4.40 e 4.41, respectivamente para as passagens nas velocidades de 50, 60 e 70 km/h. As 3 PSDs apresentadas nessas figuras foram calculadas para um período de 40.0 s dos sinais.

Com base na teoria apresentada no item 3.4.2, as menores amplitudes de resposta vertical em regiões próximas ao centro de oscilação do modo de vibrar de *pitch* do veículo ocorrem quando as excitações nas regiões dianteira e traseira estão em oposição de fase, ou seja, quando:

$$\omega = (2 \cdot N - 1) \cdot \frac{V_1}{2 \cdot WB} \tag{4.2}$$

Para o veículo em questão tem-se WB = 3.2 m com velocidades de passagem a 13.8, 16.5 e 19.4 m/s. Desta forma, a redução nas amplitudes de aceleração vertical na região de medição deve ocorrer para os valores de freqüência apresentados na Tabela 4.7.

Tabela 4.7: Valores de freqüência para os quais ocorre redução da amplitude do sinal de aceleração vertical na região central do veículo

Velocidade		**Freqüência [Hz]**	
[km/h]	**[m/s]**	**N = 1**	**N = 2**
50	13.8	2.1	6.5
60	16.5	2.5	7.7
70	19.4	3.1	9.1

Observa-se que os valores de freqüência apresentados na tabela coincidem com regiões para as quais ocorreram reduções nos valores de amplitude das PSDs (vide Figuras 4.39, 4.40 e 4.4.1). O conhecimento dessa teoria é importante para evitar falsas interpretações de resultados. Por exemplo, uma avaliação do gráfico da Figura 4.40, sem o conhecimento do fenômeno de filtro de entre eixos, poderia levar a uma conclusão errônea de que o veículo apresenta um modo de vibrar em 4.5 Hz. O mesmo poderia ser concluído com base na Figura 4.39 para freqüências de 3.5 e 5.2 Hz. No entanto, o veículo não possui modos de vibrar, relativos às avaliações em questão, nessa faixa de freqüências. Esses picos referem-se a valores de máximos de resposta de aceleração vertical na região central do veículo em função do filtro de entre eixos, conforme apresentado na Figura 3.86 da teoria.

Nas figuras de 4.39 a 4.41 verifica-se também que o delta em freqüência entre dois picos, ou entre dois vales, aumenta com o aumento da velocidade do veículo, assim como apresentado na Figura 3.87 da teoria.

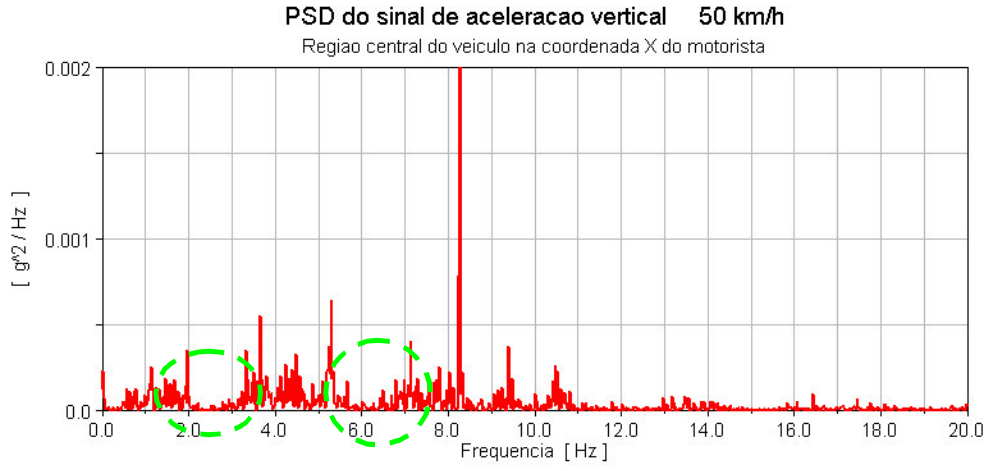


Figura 4.39: PSD do sinal de aceleração vertical na altura da cabeça do motorista para passagem a 50 km/h por uma pista de boa qualidade.

O pico existente próximo à freqüência de 8.0 Hz refere-se a um modo de vibrar com baixo fator de amortecimento que apresenta flexão vertical do chassi do veículo. Explicações mais detalhadas referentes a esse modo de vibrar encontram-se no item 4.16.

Nas PSDs apresentadas acima também é importante notar as diferenças de amplitude na faixa de freqüência dos modos de vibrar de massa suspensa (entre 1.0 e 2.0 Hz) entre as 3 velocidades de passagem pela pista. Essa diferença ocorre por dois motivos:

1) A amplitude da PSD de entrada (pista) aumenta com o aumento da velocidade.

2) O valor da freqüência referente ao vale na aceleração vertical afasta-se dessa faixa com o aumento da velocidade de 50 para 70 km/h (vide Tabela 4.7).

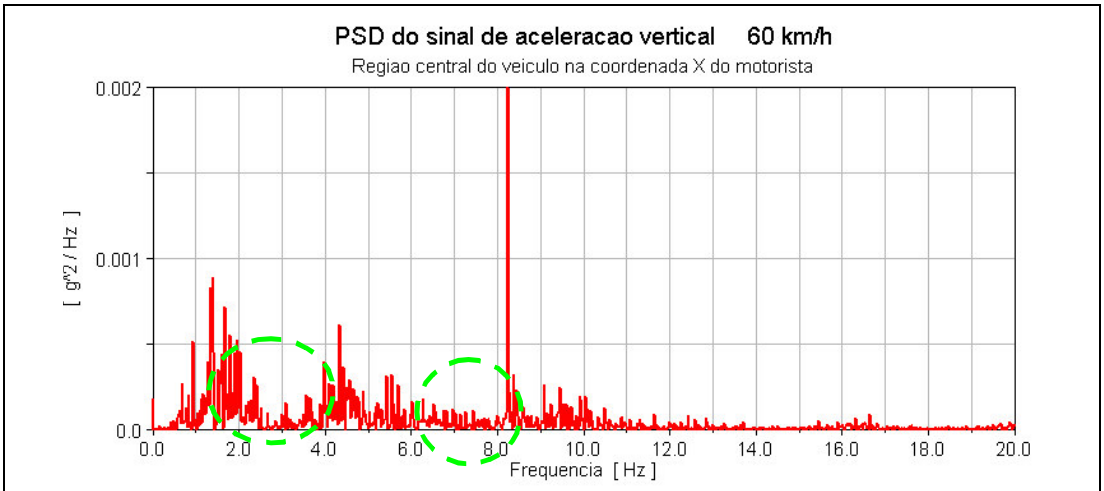


Figura 4.40: PSD do sinal de aceleração vertical na altura da cabeça do motorista para passagem a 60 km/h por uma pista de boa qualidade.

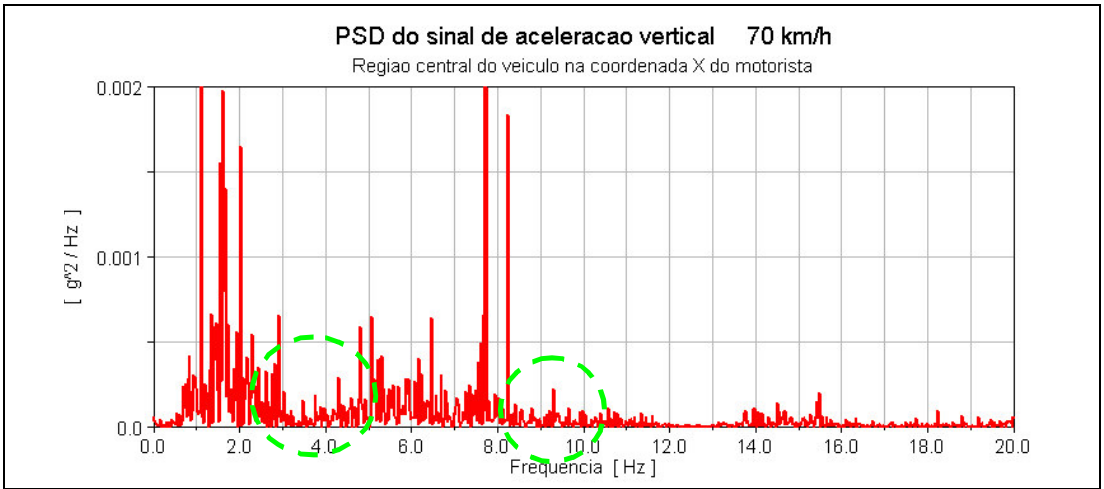


Figura 4.41: PSD do sinal de aceleração vertical na altura da cabeça do motorista para passagem a 70 km/h por uma pista de boa qualidade.

Na Tabela 4.8 estão apresentados os valores de freqüência referentes a vales na resposta de *pitch* da massa suspensa. As menores amplitudes de resposta de *pitch*, segundo teoria apresentada no item 3.4.2, ocorrem quando as excitações nas regiões dianteira e traseira estão em fase, ou seja, quando:

$$\omega = N \cdot \frac{V_1}{2 \cdot WB} \tag{4.3}$$

A PSD do sinal de aceleração **longitudinal** no ponto HC, apresentada na Figura 4.42, refere-se a passagem a 40 km/h por uma pista de boa qualidade. As regiões ao redor da freqüência de vale de resposta em *pitch* estão destacadas nesta figura.

Os resultados obtidos para a passagem a 50 km/h estão apresentados na Figura 4.43. Os picos existentes na região esperada para o 2^{o} vale devem-se aos modos de vibrar com flexão vertical do chassi e vertical do eixo traseiro, que possuem velores de freqüência nessa faixa.

A Figura 4.44 apresenta a PSD referente a passagem a 60 km/h. Nessa figura também é fácil visualizar a existência dos 2 primeiros vales de filtro de entre eixos para o movimento de *pitch*. Nessa figura, além do pico na freqüência de 8.3 Hz surgem também outros picos em aproximadamente 6.3, 12.0 e 12.7 Hz. A descrição dos modos de vibrar referentes a esses picos encontra-se nos itens 4.12 e 4.16.

Tabela 4.8: Valores de freqüência para os quais ocorre redução da amplitude da resposta do veículo em *pitch*

Velocidade		**Freqüência [Hz]**	
[km/h]	**[m/s]**	**N = 1**	**N = 2**
40	11.1	3.5	6.9
50	13.8	4.3	8.6
60	16.5	5.2	10.3
70	19.4	6.0	12.1

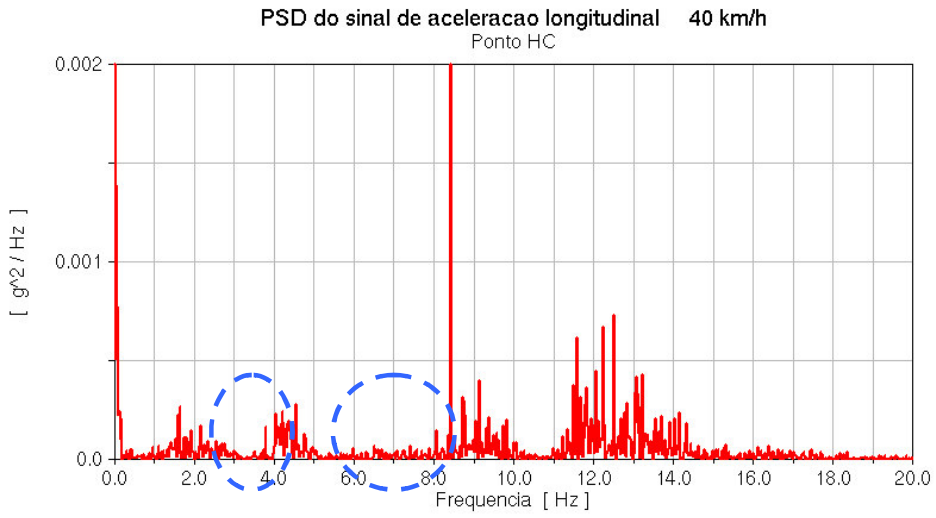


Figura 4.42: PSD do sinal de aceleração longitudinal no ponto HC para passagem a 40 km/h por uma pista de boa qualidade

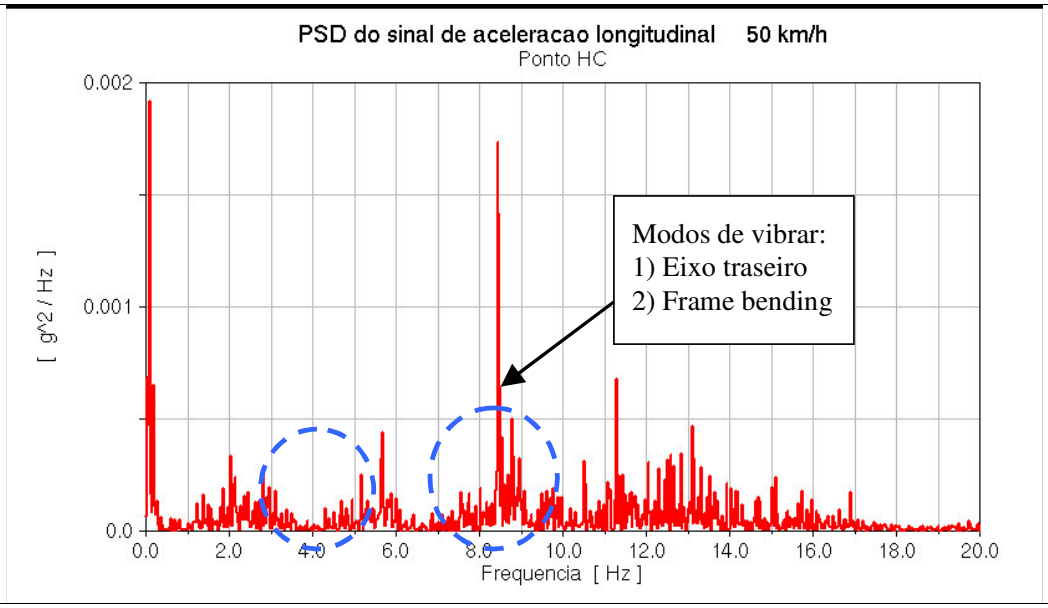


Figura 4.43: PSD do sinal de aceleração longitudinal no ponto HC para passagem a 50 km/h por uma pista de boa qualidade

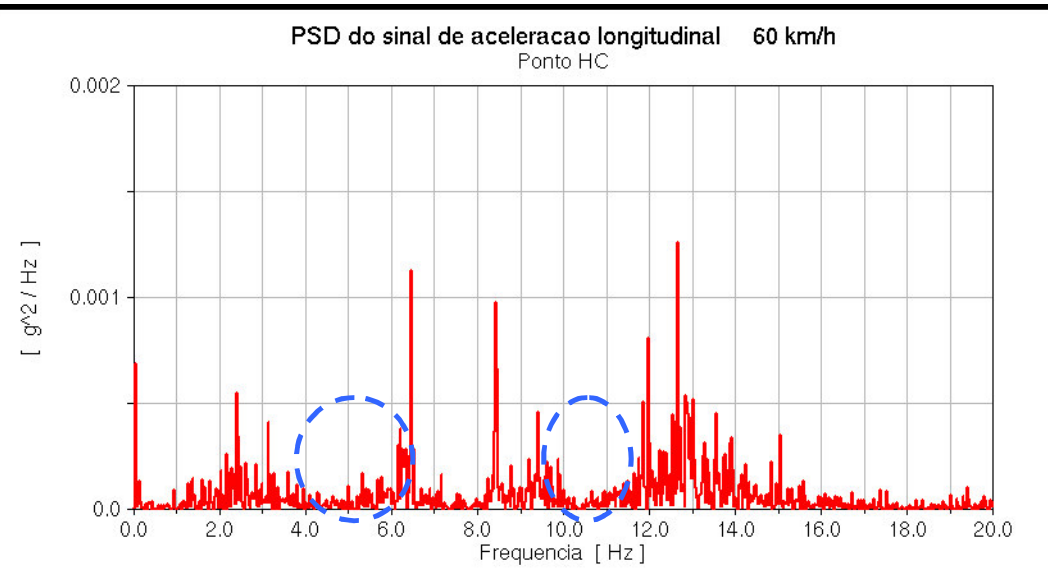


Figura 4.44: PSD do sinal de aceleração longitudinal no ponto HC para passagem a 60 km/h por uma pista de boa qualidade

Nas próximas 3 figuras estão apresentados resultados de medições de aceleração vertical ao longo do chassi durante a passagem por um trecho de pista de média qualidade a uma velocidade constante. Esses resultados experimentais ilustram a teoria apresentada no item 3.4.2, principalmente os resultados apresentados na Figura 3.88. Com os parâmetros do veículo em questão, os sinais de aceleração vertical na região dianteira apresentam componentes predominantes nas freqüências de massa suspensa. Na região

traseira do veículo existem componentes significativas em toda faixa de freqüências. Para a região central do veículo obtém-se amplitudes mais reduzidas do que nas regiões dianteira e traseira, mas com uma distribuição praticamente uniforme entre 1 e 10 Hz. Os gráficos apresentados nesse item, em conjunto com a teoria do item 3.4.2, possibilitam o entendimento da influência do filtro de entre eixos na resposta do veículo.

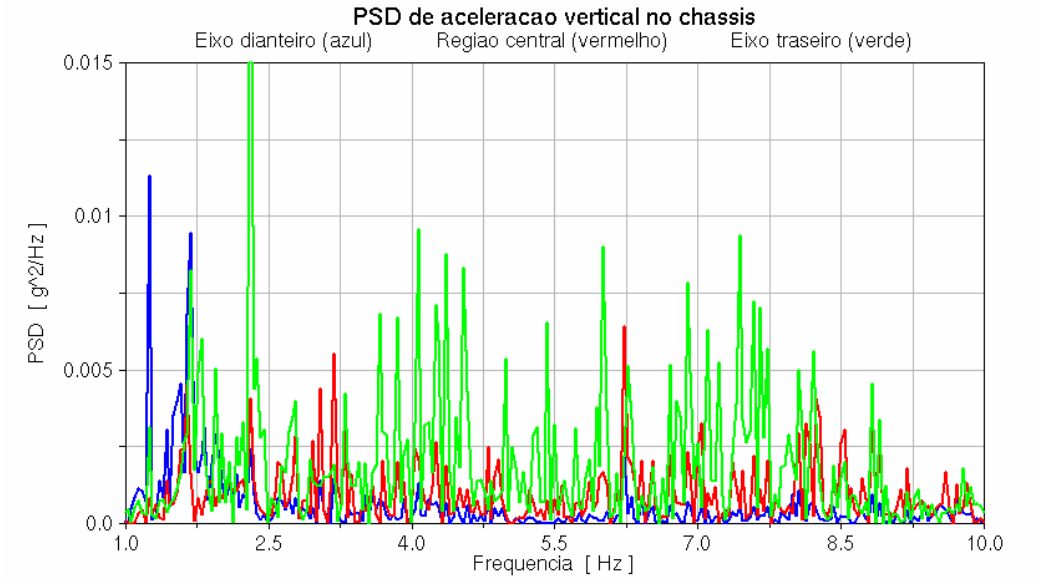


Figura 4.45: PSDs dos sinais de aceleração vertical ao longo do chassi

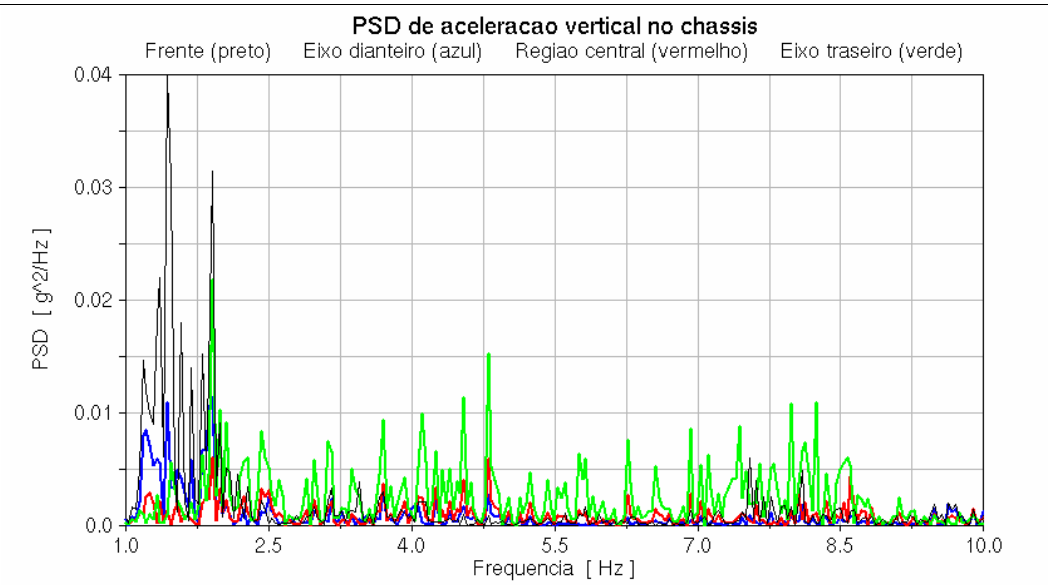


Figura 4.46: PSDs dos sinais de aceleração vertical ao longo do chassi

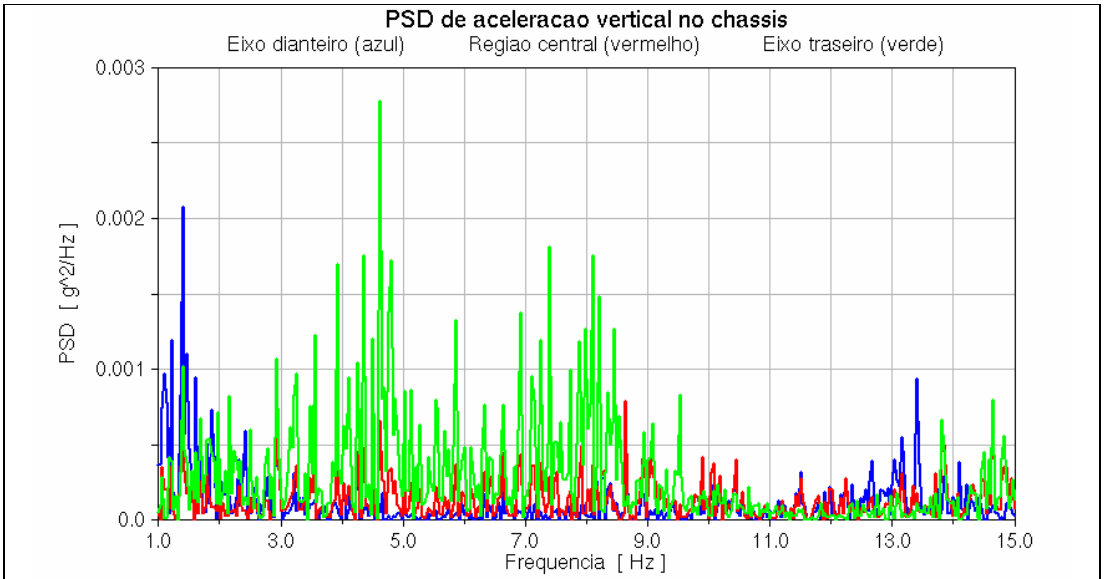


Figura 4.47: PSDs dos sinais de aceleração vertical ao longo do chassi

4.11 Influência da barra estabilizadora

Conforme teoria apresentada no item 3.6, as barras estabilizadoras podem influenciar significativamente a rigidez ao rolamento da massa suspensa e conseqüentemente a freqüência de seu modo de vibrar de *roll*. Rigidez elevada ao rolamento gera valores elevados de aceleração lateral, principalmente na altura da cabeça do motorista, ao passar com o veículo por excitação fora de fase entre os lados esquerdo e direito, deteriorando o fenômeno conhecido como *head toss*. As métricas utilizadas para quantificação desse fenômeno podem ser os próprios picos de aceleração lateral na altura da cabeça do motorista durante excitações transientes e os valores RMS desse sinal de aceleração para uma faixa de freqüências ao redor da freqüência natural do modo de vibrar de roll da massa suspensa, conforme descrito no item 3.6.2.

Na Figura 4.48 estão apresentados resultados, obtidos através de simulação, de aceleração lateral da cabina na posição da cabeça do motorista, durante a passagem por obstáculos apenas no lado esquerdo do veículo. A excitação foi imposta somente ao pneu dianteiro esquerdo para uma avaliação da influência da barra estabilizadora dianteira. Foram considerados 3 obstáculos de dimensões diferentes para uma velocidade constante de passagem. A curva em vermelho refere-se ao veículo com uma barra estabilizadora dianteira de 29 mm de diâmetro. A redução na amplitude obtida para a curva em azul deve-se à redução no diâmetro da barra estabilizadora para 25 mm, reduzindo dessa forma a rigidez ao rolamento e a freqüência natural de *roll* da massa

suspensa. A rigidez torcional da barra estabilizadora é proporcional ao diâmetro elevado à 4ª potência e, por esse motivo, a alteração descrita acima provoca diferenças significativas nas amplitudes de resposta. Os resultados de medições dessa situação estão apresentados nas Figuras 4.49 e 4.50, respectivamente para barras estabilizadoras dianteiras de diâmetro 29 e 25 mm. Verifica-se uma redução de aproximadamente 15 % na amplitude de aceleração resultante da passagem da roda dianteira (primeiro ciclo de oscilação).

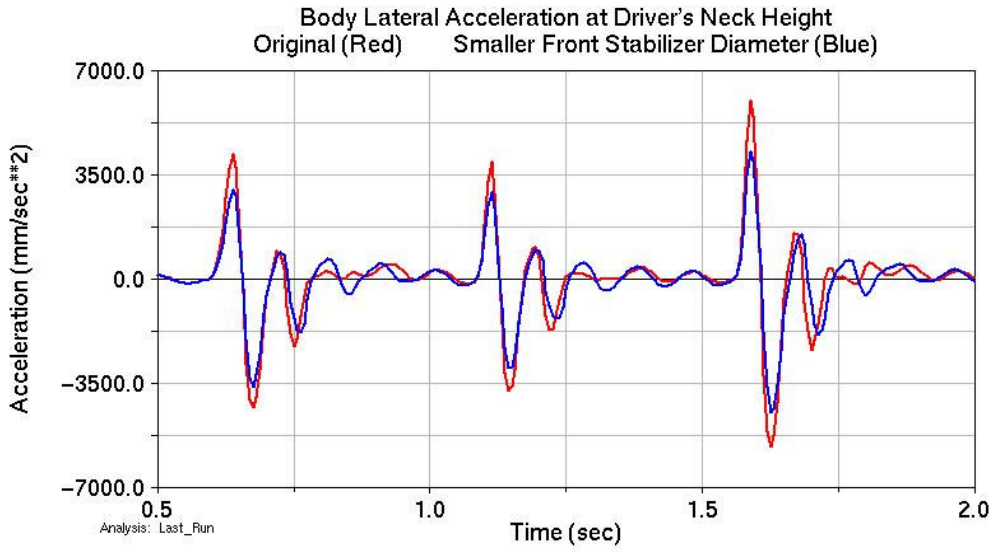


Figura 4.48: Redução do diâmetro da barra estabilizadora

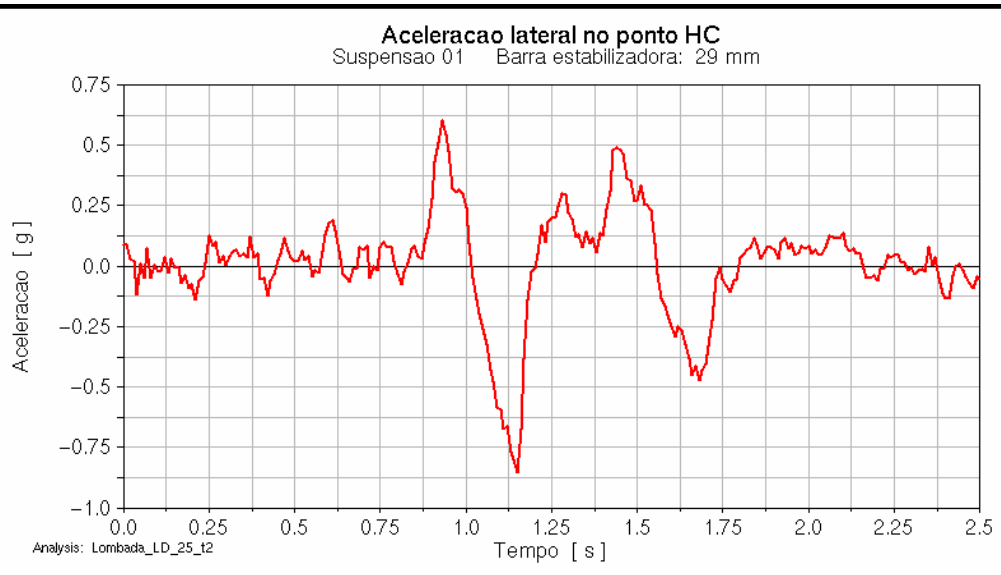


Figura 4.49: Aceleração lateral no ponto HC durante a passagem por uma lombada apenas no lado esquerdo a 25 km/h

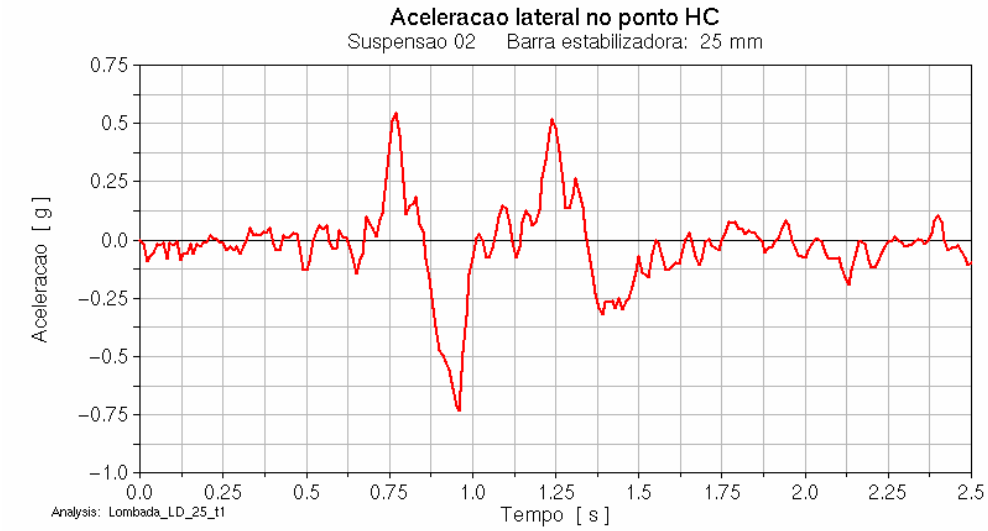


Figura 4.50: Aceleração lateral no ponto HC durante a passagem por uma lombada apenas no lado esquerdo a 25 km/h

Nas Figuras 4.51 e 4.52 estão apresentados resultados de aceleração lateral no teto da cabina (azul) e aceleração vertical na região dianteira esquerda do chassi (vermelho) durante a passagem do lado esquerdo do veículo sobre uma lombada a 25 km/h. Essas figuras referem-se ao veículo com e sem as barras estabilizadoras.

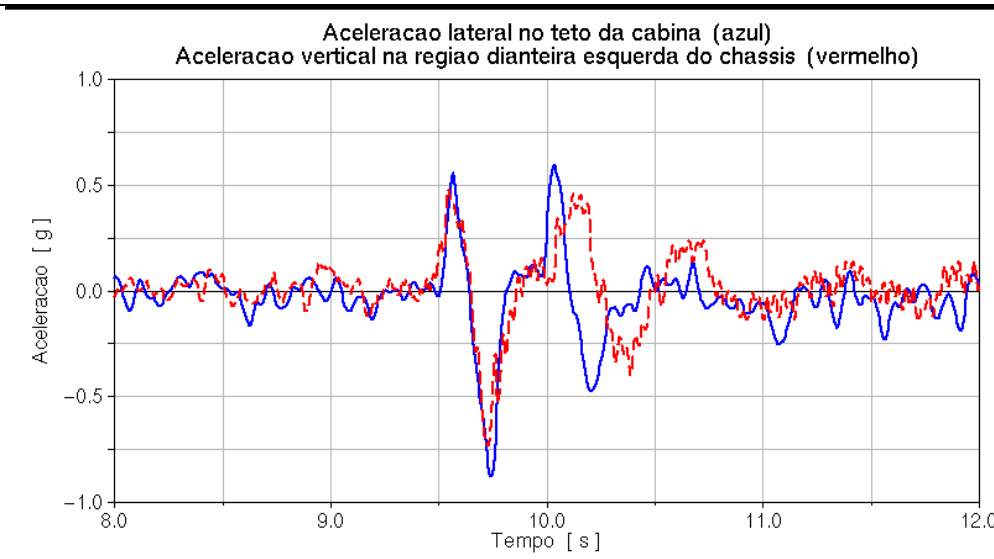


Figura 4.51: Passagem do lado esquerdo do veículo por uma lombada, com as barras estabilizadoras dianteira e traseira

Eu dirigi o veículo durante essas medições. As primeiras passagens foram feitas para o veículo com as barras estabilizadoras, para as quais ocorreram fortes arremessos laterais da cabeça. A redução nos valores de aceleração, obtida com a remoção das barras

estabilizadoras e apresentada nas figuras abaixo, é tão significativa subjetivamente que o primeiro pensamento que me veio, durante a passagem sem as barras estabilizadoras, foi se eu havia realmente passado com a roda esquerda sobre a lombada ou se havia errado o obstáculo.

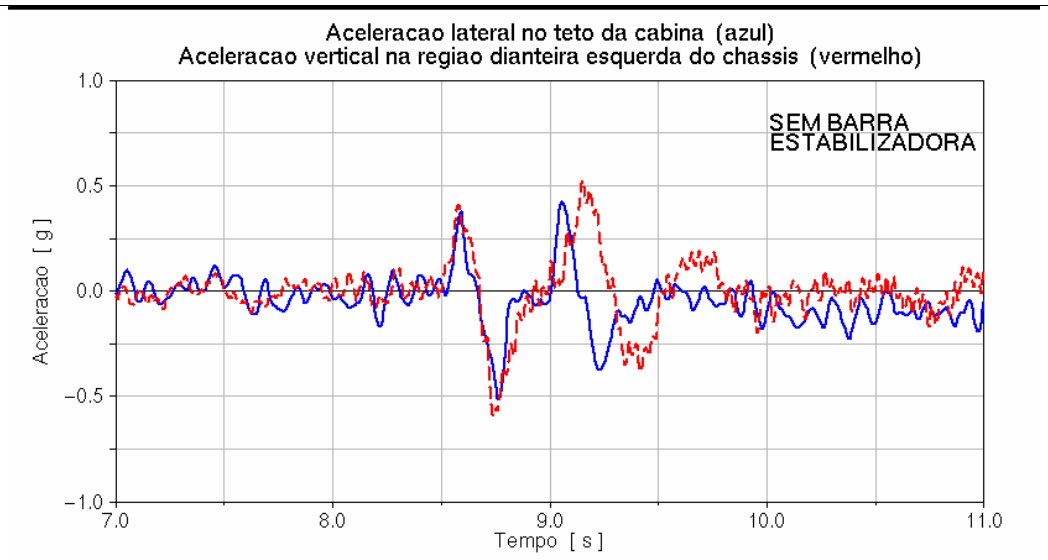


Figura 4.52: Passagem do lado esquerdo do veículo por uma lombada, sem as barras estabilizadoras dianteira e traseira

Essas duas configurações de veículo, com e sem as barras estabilizadoras, foram submetidas à passagem por uma pista irregular de nível de qualidade média a 30 km/h. Os valores de aceleração lateral no teto da cabina e suas respectivas PSDs estão apresentadas nas Figuras 4.53 e 4.54. Observa-se que, a remoção das barras resultou em reduções significativas na amplitude do sinal de aceleração e nos valores da PSD para freqüências baixas, até 4.0 Hz.

Esses resultados comprovam que as métricas utilizadas, picos de aceleração lateral na altura da cabeça do motorista durante excitações transientes e valores RMS de aceleração lateral entre 0.5 e 4.0 Hz para passagem por trechos de pista, são adequadas para avaliação da resposta de *roll* da massa suspensa no *ride*, pois traduzem os resultados das avaliações subjetivas.

Pistas de asfalto de boa qualidade não são adequadas para avaliação da influência do modo de vibrar de *roll* da massa suspensa no *ride*, pois essas pistas apresentam pouca defasagem entre as excitações dos lados direito e esquerdo, não excitando, portanto, o modo de vibrar de *roll* de forma significativa.

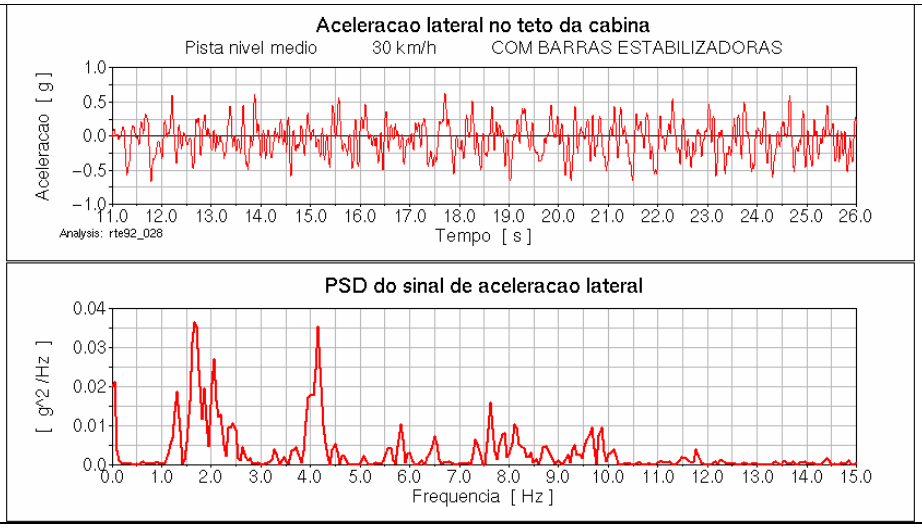


Figura 4.53: Passagem por pista de média qualidade a 30 km/h com as barras estabilizadoras

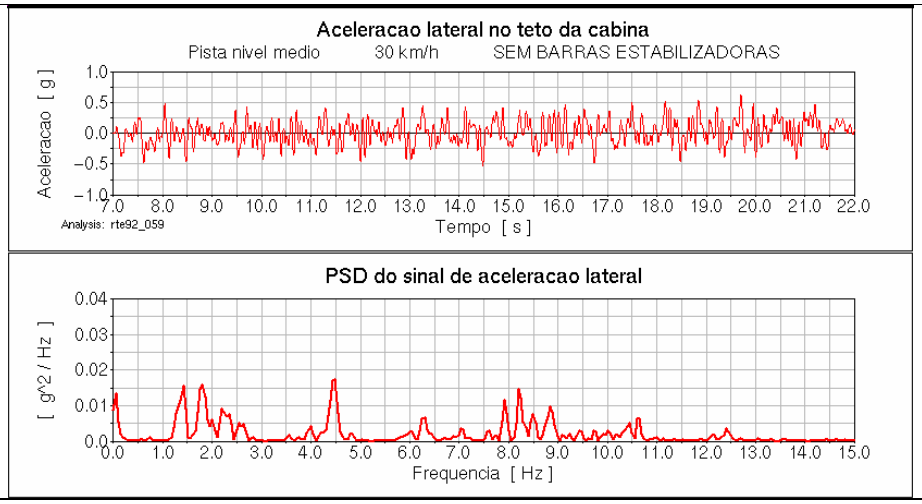


Figura 4.54: Passagem por pista de média qualidade a 30 km/h sem as barras estabilizadoras

4.12 Modos de massa não suspensa

Nesse item serão apresentadas as medições realizadas para identificação dos valores de freqüências dos modos de vibrar de massa não suspensa. Para essa finalidade foram utilizadas dois tipos de excitações:

1) Excitações com *shaker* na base dos pneus, variando-se a freqüência de excitação entre 2.0 e 25.0 Hz.

2) Excitações transientes durante a passagem sobre as rampinhas.

Acelerômentros conectados às bandejas inferiores da suspensão dianteira foram utilizados para as medições na direção vertical. A Figura 4.55 apresenta os resultados

para a bandeja inferior direita durante a excitação de varredura em freqüência em fase para os lados esquerdo e direito. Observa-se o valor de 12.0 Hz para freqüência amortecida do modo de vibrar com movimento vertical em fase das partes direita e esquerda da massa suspensa dianteira. A Figura 4.56 apresenta os sinais obtidos dos lados esquerdo (azul) e direito (vermelho) para comprovar que trata-se do modo de vibrar com movimento vertical em fase.

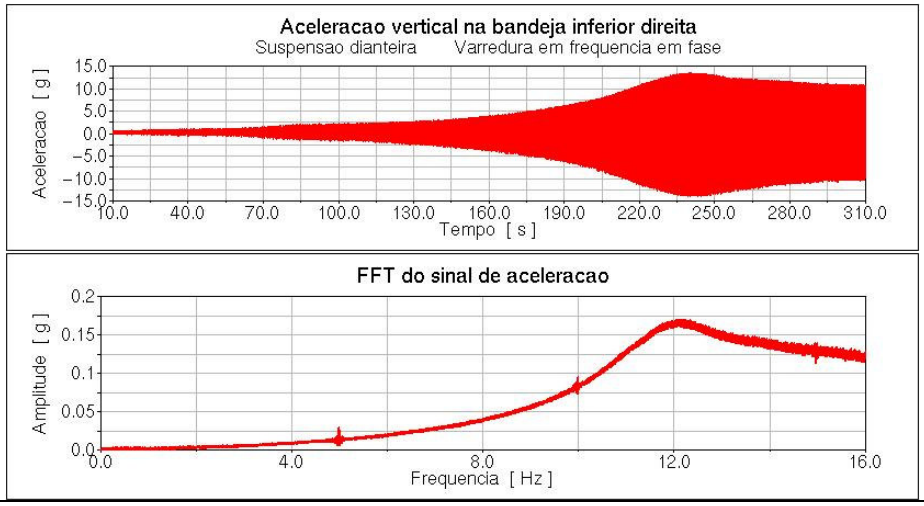


Figura 4.55: Valores de aceleração vertical no local de medição da bandeja inferior direita (suspensão dianteira) durante varredura em freqüência em fase

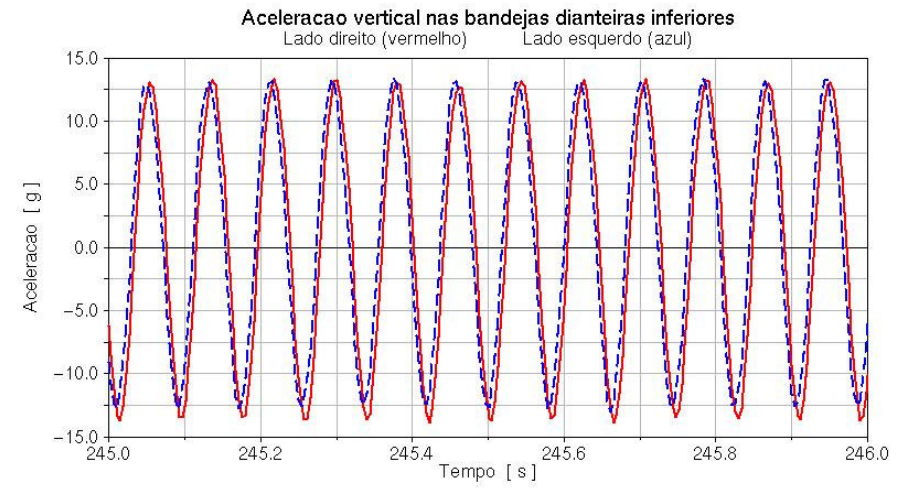


Figura 4.56: Valores de aceleração vertical nas bandejas inferiores esquerda e direita (suspensão dianteira) durante varredura em freqüência em fase

Os resultados para a excitação de base com defasagem de 180^{o} entre os lados esquerdo e direito da suspensão dianteira estão apresentados nas Figuras 4.57 e 4.58. A Figura 4.57 apresenta o sinal de aceleração vertical do ponto de medição da bandeja inferior direita durante a excitação de varredura em freqüência. A FFT desse sinal mostra que os

valores máximos de aceleração ocorrem ao redor da freqüência de 13.0 Hz. A Figura 4.58 contém os sinais resultantes dos lados esquerdo e direito, verificando-se que trata-se de movimento em oposição de fase.

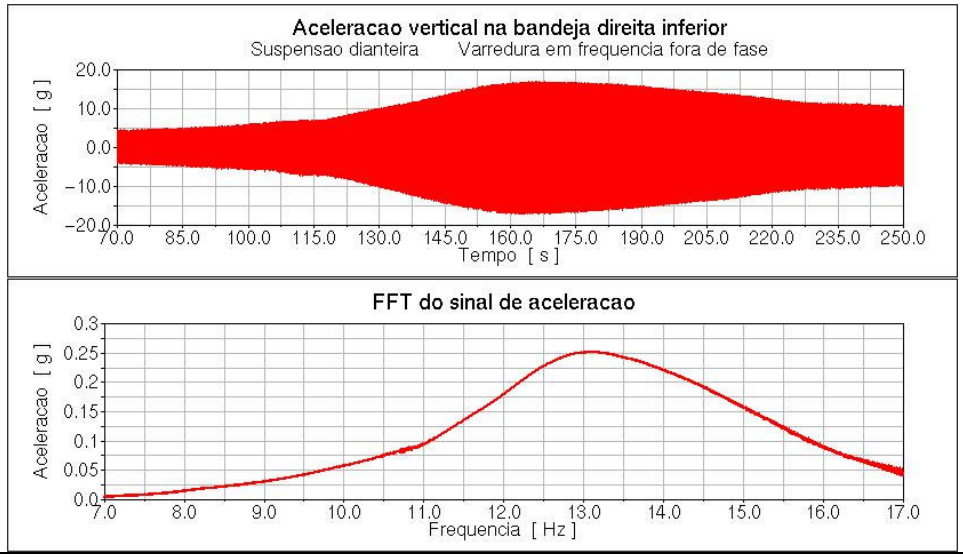


Figura 4.57: Valores de aceleração vertical no local de medição da bandeja inferior direita (suspensão dianteira) durante varredura em freqüência fora de fase

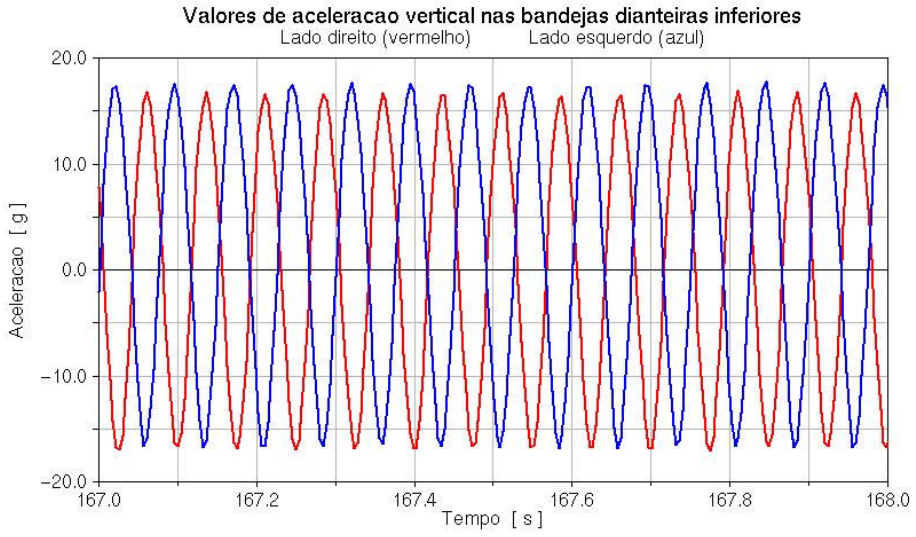


Figura 4.58: Valores de aceleração vertical nas bandejas inferiores esquerda e direita (suspensão dianteira) durante varredura em freqüência fora de fase

Para o modo de vibrar de *tramp* (*roll*) da suspensão traseira utilizou-se o mesmo procedimento descrito para a suspensão dianteira para determinar sua freqüência (conforme apresentado posteriormente). No entanto, para o modo de vibrar com movimento vertical (*hop*) do eixo traseiro, não foi possível a determinação de sua freqüência através desse procedimento em função do valor elevado do fator de

amortecimento desse modo de vibrar e também em função da existência de outros modos de vibrar com valores próximos de freqüência.

Existia também a opção de excitação de base com varredura em freqüência para a suspensão traseira sem os amortecedores. No entanto, essa opção não foi viável de execução em função dos valores elevados de amplitude de resposta, podendo comprometer a segurança dos testes.

Optou-se portanto em realizar um excitação trasiente do eixo traseiro durante a passagem pelas "rampinhas" na condição sem os amortecedores. Essa condição de excitação mostrou-se adequada para excitação predominante do modo de vibrar com movimento vertical do eixo traseiro, conforme apresentado na Figura 4.59. Como resultado verificou-se um valor de 8.4 Hz para a freqüência desse modo de vibrar.

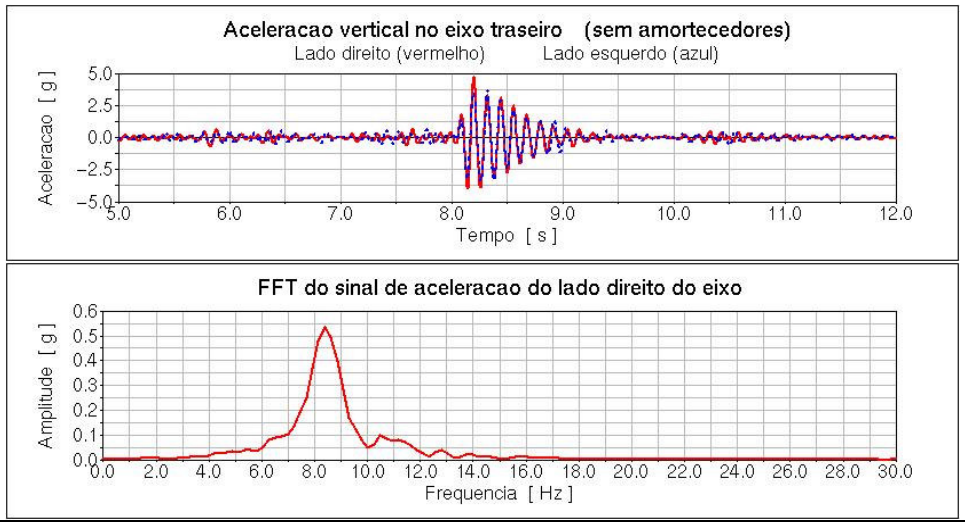


Figura 4.59: Valores de aceleração vertical nos lados esquerdo e direito do eixo traseiro durante a passagem pelas rampinhas na condição sem amortecedores

A influência da proximidade dos valores de freqüência entre o modo de *hop* do eixo traseiro e outros modos de vibrar do veículo está descrita no item 4.16 (*Aftershake*).

Para o modo de vibrar de *tramp* do eixo traseiro foi possível a identificação de seu valor de freqüência através da excitação de base com varredura em freqüência, visto que seu fator de amortecimento é significativamente menor do que o do modo de vibrar de *hop* em função da localização dos amortecedores (*inboard*).

A Figura 4.60 apresenta o sinal de aceleração do lado direito do eixo traseiro durante a excitação de varredura em freqüência em oposição de fase. Observa-se uma freqüência

de 10.5 Hz para o modo de vibrar de *tramp* do eixo traseiro. Os sinais dos lados esquerdo (azul) e direito (vermelho) estão apresentados na Figura 4.61.

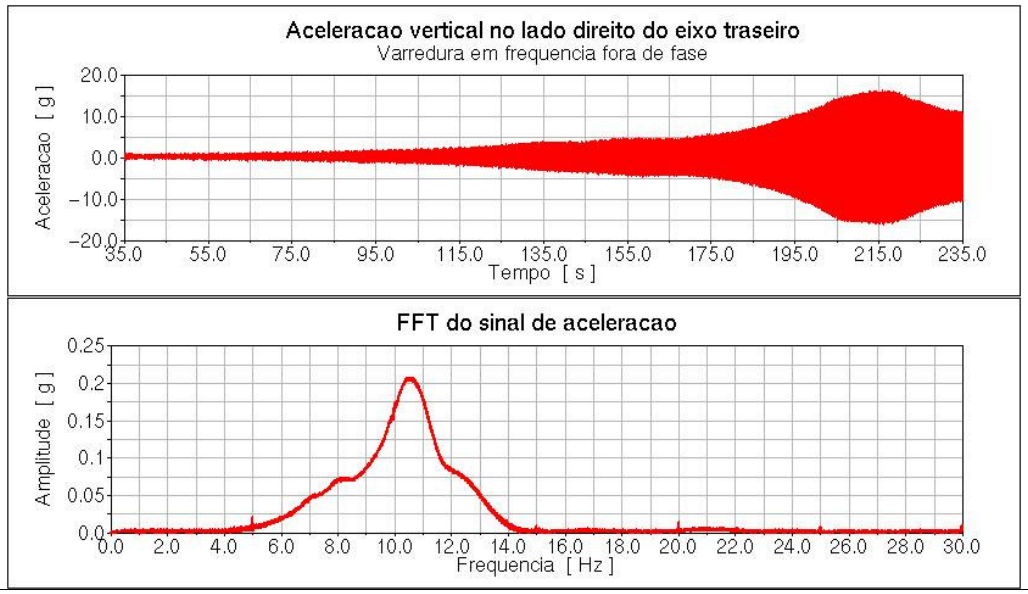


Figura 4.60: Valores de aceleração vertical no lado direito do eixo traseiro durante a varredura em freqüência fora de fase

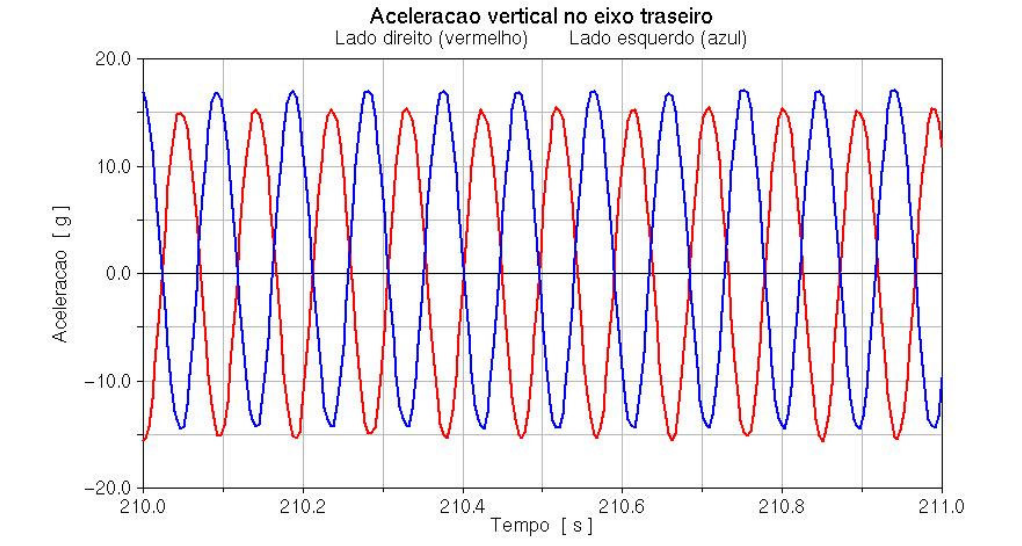


Figura 4.61: Valores de aceleração vertical nos lados esquerdo e direito do eixo traseiro durante a varredura em freqüência fora de fase

4.13 Contato pneu pavimento

Além dos aspectos considerados no item 3.3.7, a redução no contato pneu solo compromete também a capacidade de tração do veículo quando em pavimento irregular. O veículo foi testado em pista de terra irregular com pedregulhos. Verificou-se que, na

condição sem os amortecedores traseiros, ocorre grande dificuldade de partida e aceleração. Ao impor torque motriz, a movimentação dos pedregulhos e as irregularidades do piso em conjunto com o baixo fator de amortecimento para os modos de vibrar com movimento predominante do eixo traseiro (sem os amortecedores) faz iniciar um processo de oscilação vertical do eixo (popularmente chamado de "eixo quicando"), e conseqüente redução no contato pneu solo, que se traduz na perda de capacidade de tração do veículo. Com os amortecedores é possível obter maiores acelerações longitudinais para esse tipo de pista. Os resultados apresentados nas Figuras 4.62 e 4.63 mostram as diferenças nos valores de aceleração vertical no eixo traseiro obtidos durante a partida e processo de aceleração nesse trecho de pista, para as configurações com e sem amortecedores, respectivamente.

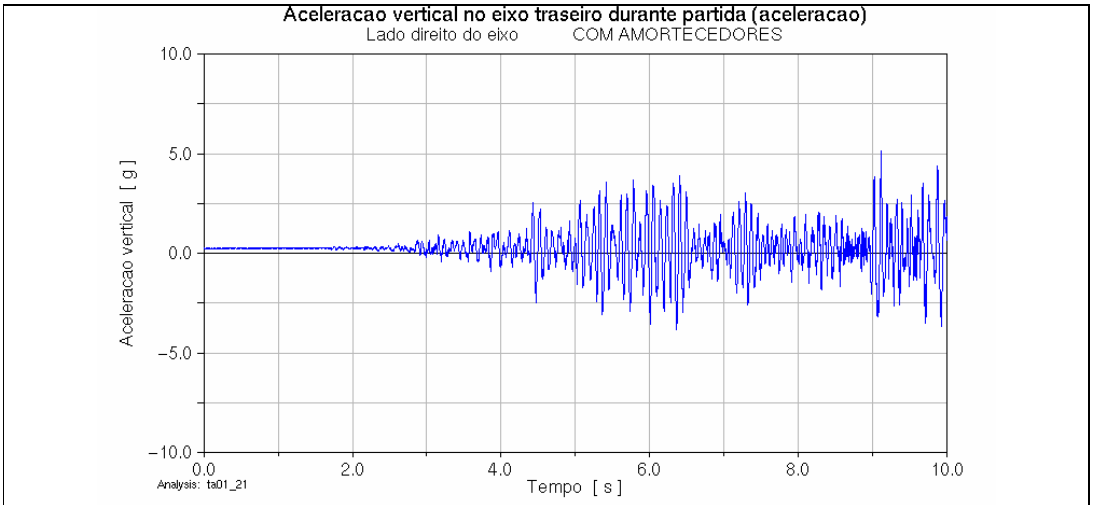


Figura 4.62: Aceleração em trecho com pedregulhos com amortecedores

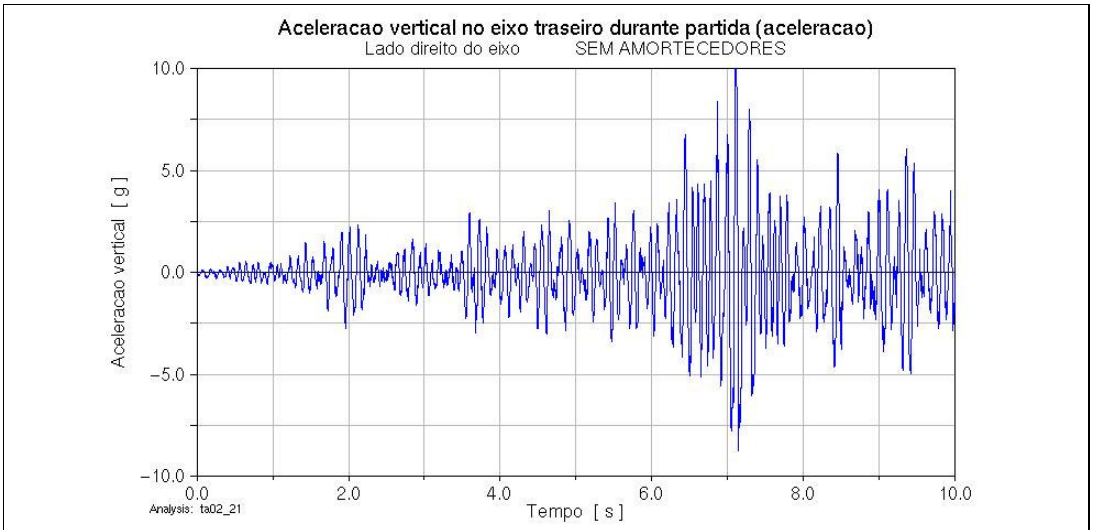


Figura 4.63: Aceleração em trecho com pedregulhos sem amortecedores

Conforme descrito no item 3.3.1, uma das funções da suspensão é garantir o contato entre pneu e pavimento. Essa função da suspensão está diretamente relacionada com a segurança do veículo, pois a força normal possibilita a geração de força tangenciais no contato, responsáveis pelo controle do veículo em frenagens, acelerações e manobras. A teoria apresentada no item 3.3.7 explica a importância do amortecimento na redução das amplitudes de oscilação da massa não suspensa e da variação da força contato entre pneu e pavimento.

4.14 *Side thrust*

Conforme descrito no item 3.7.2, suspensões de eixo rígido podem impor excitações laterais significativas ao chassi ao passarem por obstáculos defasados. Essa excitação é maior para valores elevados de altura do centro de rolamento. Esse fenômeno, além de prejudicar o nível de conforto do veículo, pode gerar também desvios de trajetória no caso de várias excitações sucessivas.

Os resultados apresentados nas Figuras 4.64 e 4.65 referem-se a uma *pickup* com eixo rígido na traseira ao passar por uma pista de terra com obstáculos sucessivos apenas no lado esquerdo do veículo. A primeira figura apresenta os valores de aceleração vertical nos lados esquerdo (vermelho) e direito (azul) do eixo traseiro.

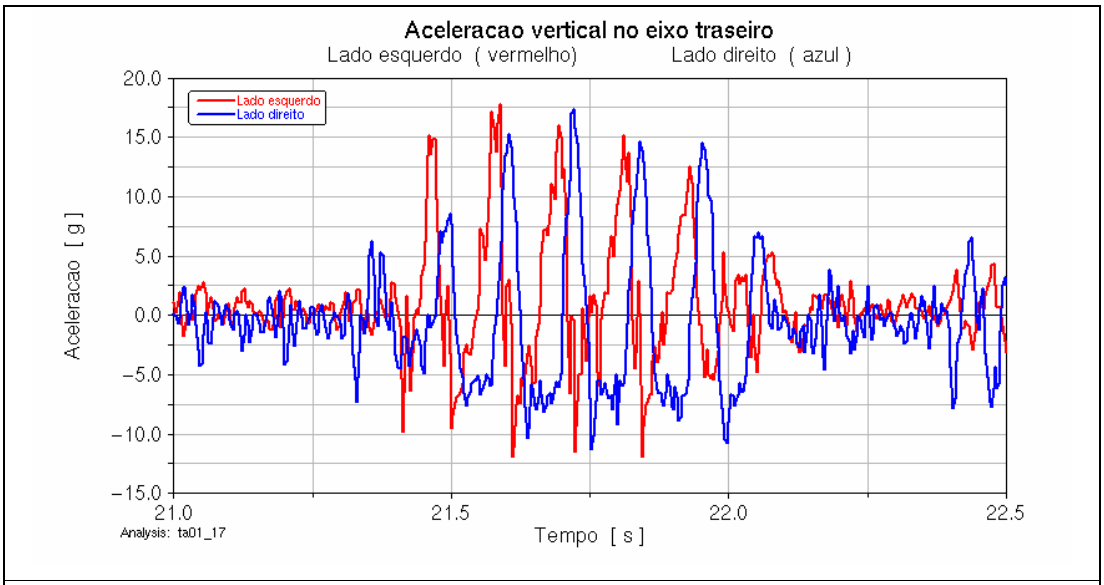


Figura 4.64: Valores de aceleração vertical nos lados esquerdo e direito do eixo traseiro

O movimento de *tramp* do eixo traseiro, excitado apenas pelo lado esquerdo, gera "cavoucadas" laterais no contato com o solo do pneu oposto. Desta forma, obtém-se

como resultado excitação lateral do eixo e da região adjacente do chassi, conforme apresentado na Figura 4.65.

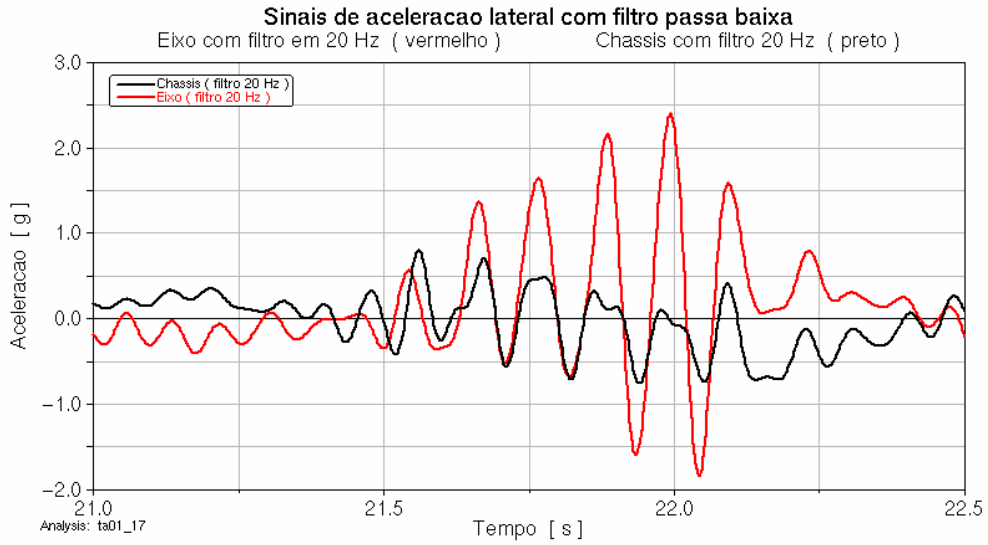


Figura 4.65: Valores de aceleração lateral no eixo traseiro e no chassi

4.15 Flexibilidade do chassi

Em veículos com maior entre eixos, como por exemplo, *pickups* e caminhões, os modos de vibrar com movimentos de flexibilidade da estrutura, no caso o chassi, surgem em faixas de freqüências mais baixas do que nos veículos de passeio. A presença de sistemas com massa elevada fixos ao chassi, como o motor e a cabina, em conjunto com a tendência de redução de material de longarinas e travessas, visando alívio de peso, faz com que alguns desses modos de vibrar surjam em freqüências entre 5 e 15 Hz. E, por esse motivo, o estudo desses modos de vibrar é de fundamental importância para o entendimento e busca de melhorias na área de *ride* desses veículos.

Modelos computacionais que visam representar esses fenômenos devem, portanto, contemplar, além das suspensões primárias, as características de flexibilidade do quadro em conjunto com a cabina e o *powertrain* sobre suas respectivas suspensões. Um exemplo de modelo muticorpos com a representação desses efeitos está apresentado na Figura 4.6.

4.16 Aftershake

Conforme descrito no item 3.8, o fenômeno conhecido como *aftershake* refere-se à persistência de vibrações sensíveis ao motorista após a passagem por obstáculos

singulares. Esse fenômeno ocorre devido à existência de modos de vibrar com baixo fator de amortecimento, os quais são facilmente excitados durante a passagem do veículo por remendos ou emendas na pista e também por valetas e buracos.

Pickups e veículos comerciais são mais suscetíveis a apresentarem esse fenômeno, visto que os valores elevados de massa de seus motores e cabinas em conjunto com estruturas (chassis) razoavelmente flexíveis, propiciam modos de vibrar com a presença de movimentos de todos esses sistemas em uma faixa de freqüências facilmente excitada por transientes de pista.

Portanto, para ilustrar esse tipo de fenômeno, foram realizadas simulações e medições de um veículo do tipo *pickup*. Um dos modos de vibrar obtido como resultado de uma simulação modal está apresentado na Figura 4.66. Esse modo de vibrar apresenta movimento vertical na região traseira da cabina, *pitch* da cabina, fora de fase com flexão vertical do chassis, sendo, essa última, mais acentuada na região traseira. Esse modo de vibrar apresenta também movimento vertical do eixo traseiro, praticamente em conjunto com chassis, de forma a existir pequeno movimento relativo entre eles, contribuindo para o baixo fator de amortecimento (5 %).

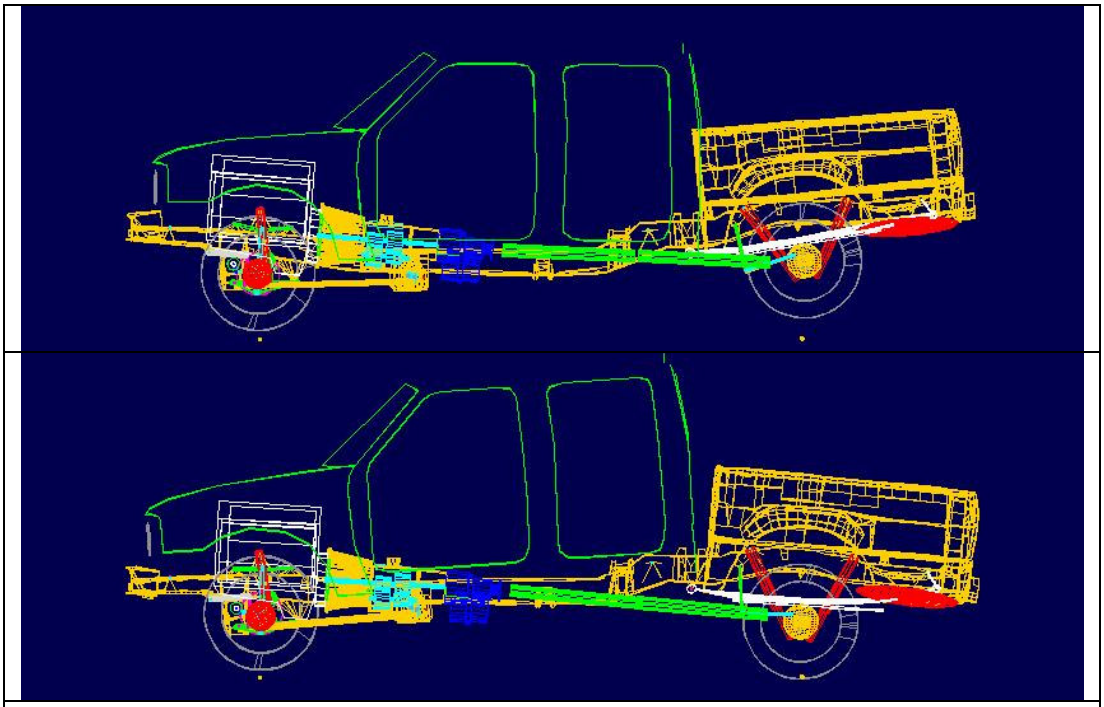


Figura 4.66: Modo de vibrar com flexão vertical do chassi em conjunto com movimento vertical na traseira da cabina em oposição de fase (8.1 Hz 5 %)

As primeiras medições foram realizadas em trechos nos quais o fenômeno de *aftershake* foi observado. As posições de fixação dos acelerômetros, juntamente com os sentidos positivos dos sinais de aceleração, estão apresentados na Figura 4.8.

Identificou-se um trecho de rodovia com várias irregularidades de pequena amplitude que resultou em um período de vibração nítida para os ocupantes, durante a passagem a 90 km/h. Medições de aceleração vertical na região traseira do teto da cabina (B3), realizadas nessa situação, estão apresentadas na Figura 4.67, em conjunto com a PSD desse sinal. Observa-se que o pico da PSD surgiu em 8.0 Hz, valor esse muito próximo da freqüência do modo de vibrar resultante da simulação.

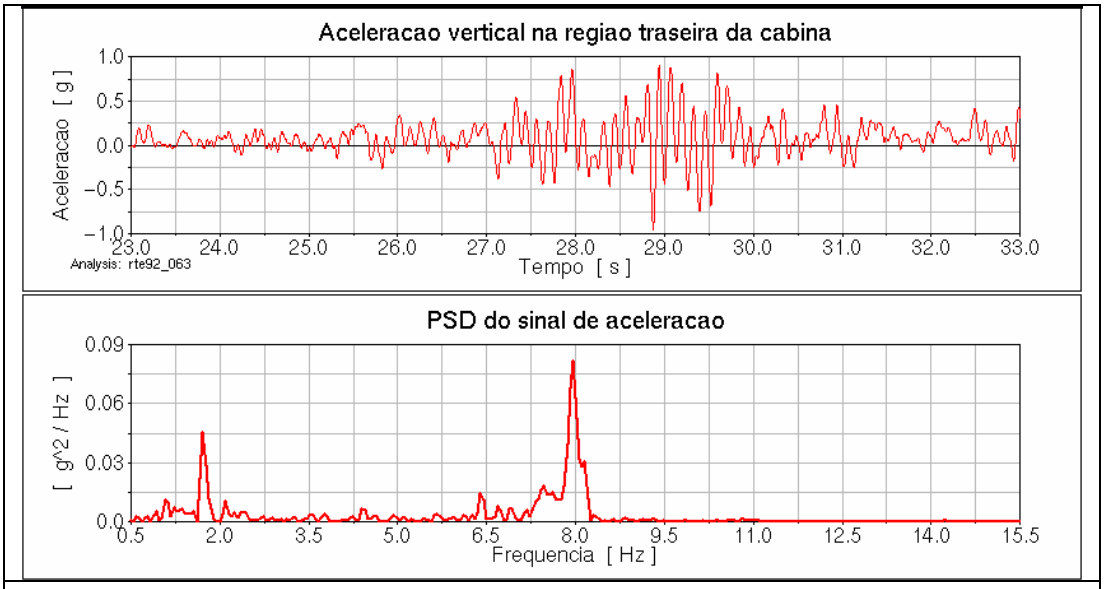


Figura 4.67: Passagem por rodovia irregular a 90 km/h

Na Figura 4.68 estão apresentados resultados de aceleração no chassi, em conjunto com os resultados anteriores da cabina. As curvas em laranja e preto referem-se a valores de aceleração vertical no chassi para a região traseira (C9) e para a região acima do eixo (C7), respectivamente. A curva em vermelho refere-se à aceleração vertical na traseira da cabina (B3). Observa-se que nas excitações transientes, ocorre aceleração conjunta de todo o veículo, vide regiões E1 e E2 da figura. No entanto, logo após a excitação passa a existir resposta livre do modo de vibrar em questão, regiões S1, S2 e S3, surgindo defasagem entre o movimento da região traseira da cabina (vermelho) com o movimento do quadro (preto e laranja). Observam-se também amplitudes mais elevadas para a região traseira do quadro (laranja) do que para a região acima do eixo traseiro (preto), de acordo com o modo de vibrar apresentado na Figura 4.66.

Na Figura 4.69 estão apresentados os valores de aceleração longitudinal no teto da cabina (B1), em conjunto com a PSD desse sinal, durante a passagem por outro trecho de rodovia a aproximadamente 110 km/h. Esse trecho apresenta duas emendas bem definidas que geraram alguns ciclos de oscilação nítidos para os ocupantes do veículo. Esses ciclos de vibração podem ser claramente observados entre os instantes 1.5 e 3.0 s da figura.

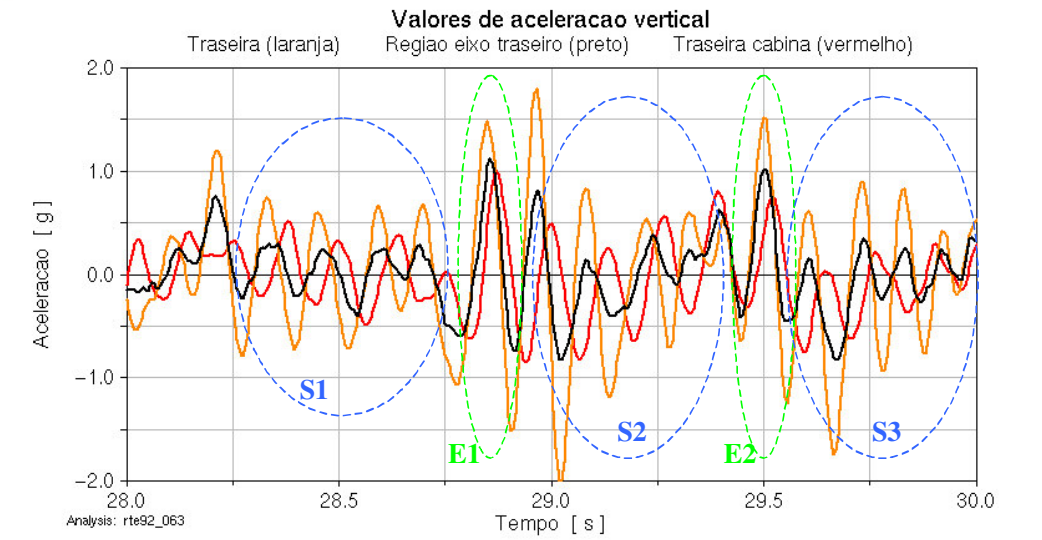


Figura 4.68: Passagem por rodovia irregular a 90 km/h

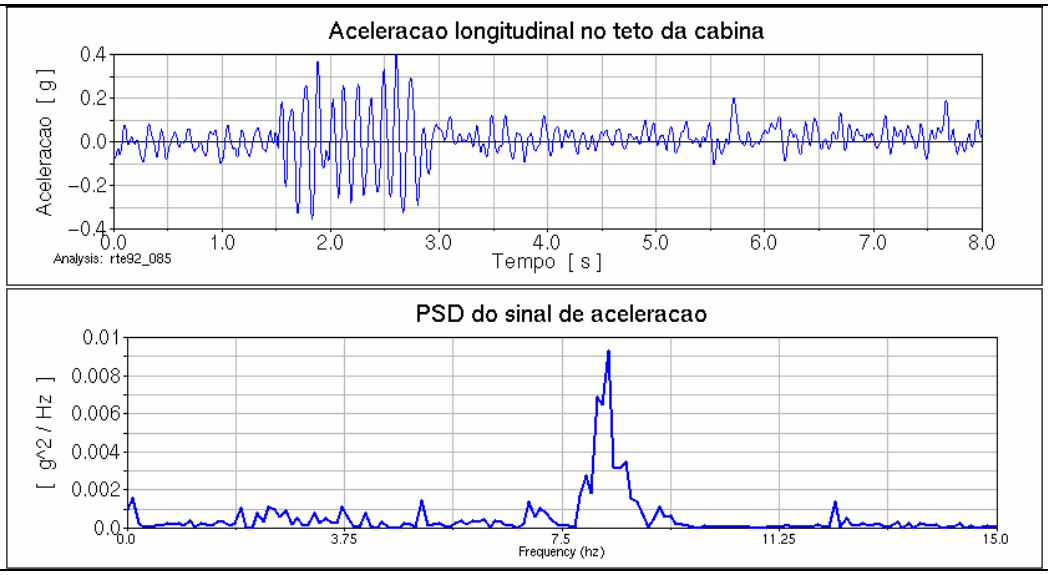


Figura 4.69: Passagem por emendas de rodovia a 110 km/h

Os valores de aceleração vertical em diversos locais do chassi estão apresentados na Figura 4.70. Os sinais da região traseira do chassi (laranja) e da região do eixo traseiro

(preto) estão em fase durante a resposta livre, regiões S1 e S2. O sinal da região central do chassi (verde) apresenta defasagem com os dois primeiros. Esses resultados estão em acordo com o modo de vibrar apresentado anteriormente.

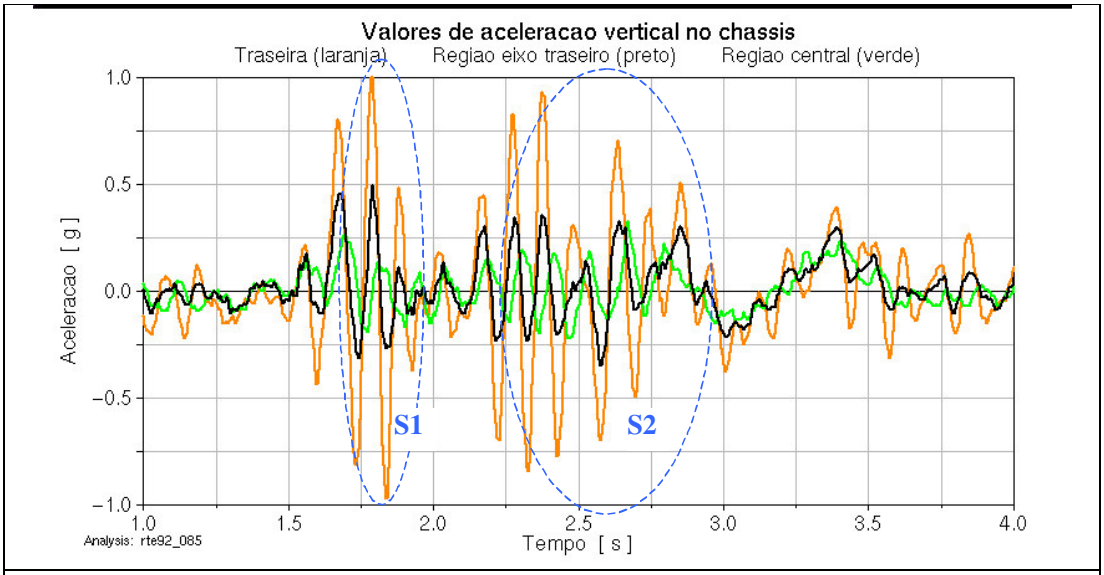


Figura 4.70: Passagem por emendas de rodovia a 110 km/h

Os sinais de aceleração vertical na região traseira da cabina (vermelho) e de aceleração vertical na região traseira do chassi (laranja) estão apresentados juntos na Figura 4.71, na qual verifica-se a oposição de fase entre eles durante a resposta livre.

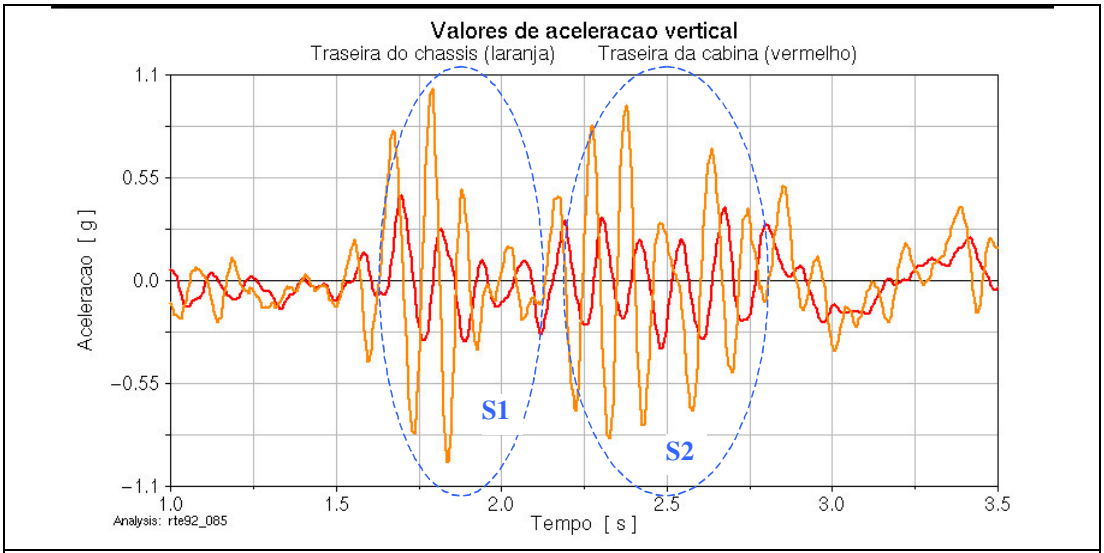


Figura 4.71: Passagem por emendas de rodovia a 110 km/h

Os resultados de medições apresentados acima comprovam que o modo de vibrar apresentado na Figura 4.66 é o responsável pelo surgimento do fenômeno de vibração conhecido como *aftershake*.

No entanto, ainda existia a necessidade de se ter repetibilidade para as medições desse fenômeno para possibilitar avaliações quantitativas de melhorias obtidas através da alteração de parâmetros do veículo. Para os trechos de pista apresentados acima, alterações na posição de passagem, mais para a esquerda ou para a direita, podiam alterar o sinal de excitação. Além disso, o tráfego da região dificultava o estabelecimento da velocidade necessária. Em função dessa necessidade de condições controladas, foram utilizadas as "rampinhas" apresentadas na Figura 4.16 como fonte de excitação. O veículo foi submetido a medições durante a passagem por essas rampas em fase a 30 km/h, visando excitar o modo de vibrar em questão. A PSD dessa excitação está apresentada na Figura 4.17, a partir da qual observa-se que essa excitação impõe energia significativa na freqüência do modo de vibrar em questão. As respostas de aceleração vertical e longitudinal na região traseira do teto da cabina estão apresentadas na Figura 4.72. Verifica-se o surgimento de uma vibração persistente durante quase 0.7 s após a excitação, sendo que esta excitação durou apenas 0.05 s para a velocidade de passagem escolhida. Os sinais apresentados estão em oposição de fase, estando, portanto, em acordo com o modo de vibrar apresentado anteriormente.

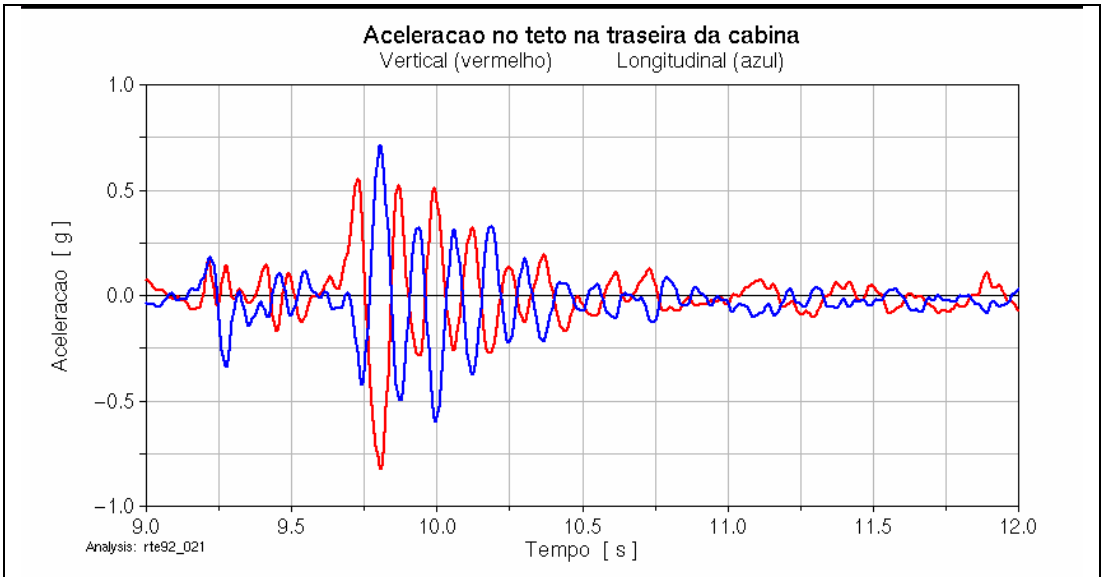


Figura 4.72: Medições do fenômeno de *aftershake* durante a passagem por "rampinhas"

Na Figura 4.73 estão apresentados os resultados de aceleração vertical em dois pontos do chassi, região central (preto) e região traseira (verde), e na região traseira da cabina (vermelho). Observa-se que os três sinais estão em fase em aproximadamente 9.7 s, em função do impacto para cima propiciado pelas rampinhas. No entanto, logo após o término do obstáculo, ocorre alteração na fase, persistindo a resposta de oscilação livre

do modo de vibrar em questão. Verifica-se que, após o instante 9.8 s, o sinal de aceleração vertical na região traseira da cabina já está em oposição de fase com o sinal da traseira do chassi, de acordo com o modo de vibrar apresentado anteriormente. Verifica-se também que a região central do chassi está em oposição de fase e com menor amplitude do que a região traseira, também de acordo com a Figura 4.66.

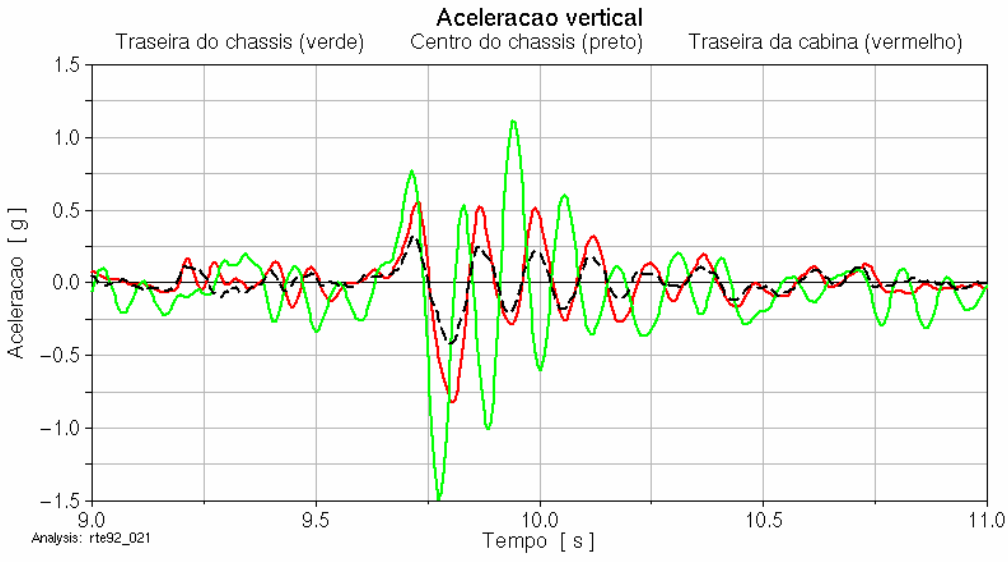


Figura 4.73: Medições do fenômeno de *aftershake* durante a passagem por "rampinhas"

Para o veículo em questão, a freqüência do modo de vibrar descrito acima está muito próxima da freqüência do modo de vibrar de vertical do eixo traseiro. Desta forma, o movimento de sobe e desce do eixo traseiro, resultante de uma excitação como essa rampa, impõe, através principalmente dos amortecedores, uma excitação em fase com o modo de vibrar em questão, aumentando dessa forma, as amplitudes de resposta. Visando eliminar essa proximidade de freqüências, os mesmos teste foram realizados com outros dois conjuntos de pneus, com maior e com menor rigidez vertical. Os resultados de aceleração vertical e longitudinal no teto na traseira da cabina estão apresentados na Figura 4.74, para essas duas configurações de pneus e com a mesma escala da Figura 4.72. Observa-se que em ambos os casos, ocorreram reduções nas amplitudes de vibração em função do distanciamento obtido entre as freqüências dos dois modos de vibrar em questão. A alteração da rigidez vertical dos pneus altera significativamente a freqüência do modo de vibrar com movimento vertical do eixo, mas pouco influencia na freqüência do modo de vibrar com flexão vertical do chassi e *pitch* da cabina.

A redução no valor de rigidez dos pneus não foi viável de implementação, visto que essa alteração aproxima a freqüência do modo de vibrar de eixo da faixa de freqüências na qual o ser humano apresenta maior sensibilidade na direção vertical. Além disso, ao reduzir a freqüência do modo de vibrar de eixo ocorre aumento do acoplamento dos movimentos de motor com o movimento do eixo em alguns modos de vibrar, elevando as respostas de aceleração desses dois componentes e também da massa suspensa, durante a passagem por trecho de pista (vide o capítulo de Proposta de Trabalhos Futuros para maiores explicações desse fenômeno).

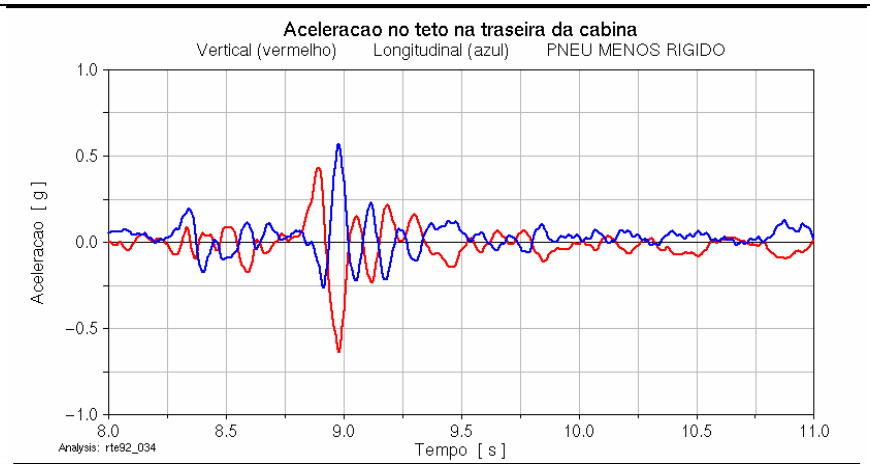
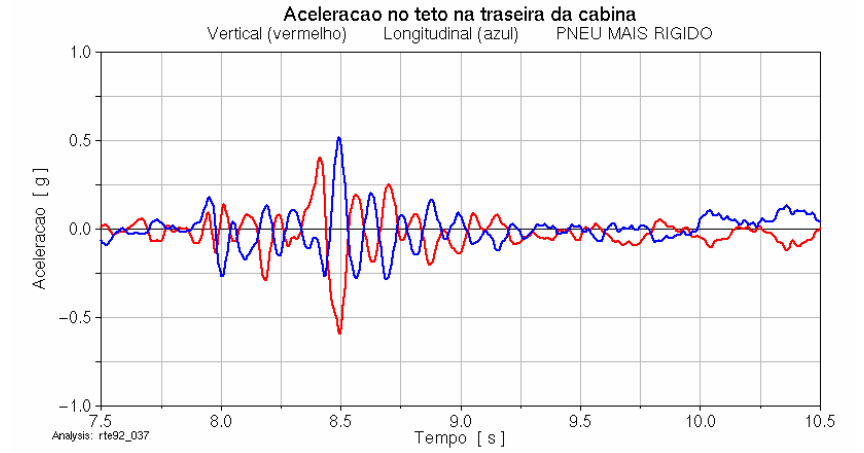
Pneus com menor rigidez vertical	
Pneus com maior rigidez vertical	

Figura 4.74: Passagem sobre as rampinhas com pneus de diferentes valores de rigidez vertical

4.17 Conclusões

As seguintes conclusões foram formadas a partir do trabalho apresentado nesse capítulo:

1) Os resultados obtidos das medições e das simulações computacionais possibilitaram a exemplificação e a validação da teoria apresentada no capítulo 3

2) Esses mesmos resultados facilitam o entendimento da influência da dinâmica do veículo no *ride*. A partir do entendimento desses conceitos é possível a elaboração de modelos computacionais focados na representação dos modos de vibrar do veículo que influenciam no *ride*. Desta forma, pode-se utilizar as simulações computacionais como uma ferramenta no desenvolvimento de novos veículos.