Capítulo 2

Histórico sobre as avaliações de *ride* em veículos

2.1 Introdução

Nesse capítulo será apresentada uma revisão da literatura existente sobre *ride* de veículos, principalmente no que diz respeito à influência da dinâmica do veículo no conforto e as métricas utilizadas para sua quantificação.

2.2 Trabalhos entre 1901 e 1920

Os fenômenos básicos do ride de veículos já eram discutidos no início do século XX. Lanchester (1907) descreve sobre modos de massa suspensa através do período de oscilação da suspensão, *suspension period*. O relato é feito para o modo de *bounce*, evidenciando que quanto maior o período, maior o conforto.

Em função de restrições no espaço de trabalho, conseguia-se, na época, deformações estáticas de no máximo 5 in (127 mm) por suspensão, gerando freqüências naturais de 81 ciclos/min (1.35 Hz). Esses valores eram aceitáveis pois o critério utilizado era ter freqüência natural abaixo de 90 ciclos/min (1.50 Hz) para garantir o conforto necessário. Valores acima de 100 ciclos/min (1.67 Hz) eram considerados insatisfatórios.

Segundo Lanchester (1907), esse critério foi obtido na prática. A forma de determinação aproximada do período da suspensão era utilizar 2 ou 3 homens para excitar o chassis do veículo verticalmente com movimento oscilatório tentando acompanhar a freqüência própria de oscilação. Ao mesmo tempo um observador contava o número de ciclos contra o tempo.

Apesar de considerar o período de *bounce* como o principal, também é descrito o período de rolamento do veículo, *rolling period*, para o qual são sugeridas excitações transversais para excitação. Notou-se a obtenção de valores distintos para os dois períodos acima citados. Constatou-se que quanto maior o momento de inércia em torno

do eixo de oscilação e quanto menor a bitola das molas mais lento o período de oscilação para o rolamento.

Os veículos apresentavam rolamento acima do desejado nas curvas. Uma das formas de reduzir esses ângulos era através do enrijecimento das molas (ainda não existiam barras estabilizadoras), mas o período de *bounce* seria comprometido. Constatou-se, então que uma opção seria a redução da distância entre o CG do veículo e a altura do seu centro de rolamento. No entanto existiam restrições para se conseguir valores mais baixos de CG e a elevação do centro de rolamento (conhecido como *side location*) aumentava o desgaste dos pneus. A discussão também era baseada no fato de valores elevados de *side location* resultarem em grande variação da atitude dos eixos rígidos durante a passagem por obstáculos, impondo força lateral na massa suspensa e prejudicando também o conforto. Esse conceito não estava bem difundido entre os projetistas da época.

Já se apresentava a necessidade de eliminar as oscilações tão logo elas iniciassem, evitando a ocorrência de excitações sincronizadas de movimento oscilatório. Os amortecedores eram recentes, portanto maior atenção foi dada para as vantagens de utilização de feixes de molas que dissipavam energia através do atrito entre as lâminas.

(LANCHESTER, 1907) Hele-Shaw reforça sobre a importância de uma suspensão macia para o conforto e também destaca sua contribuição para durabilidade do veículo por gerar menores esforços. Hele-Shaw dá maior ênfase aos amortecedores, explicando que sua atuação deve ser somente na tração, dissipando a energia armazenada pela mola após a passagem por um obstáculo.

(LANCHESTER, 1907) Archibald Sharp fala sobre os testes que estava realizando com uma suspensão a ar para automóveis. Ele explica a maior facilidade de se conseguir valores mais baixos para a rigidez vertical através do uso de uma suspensão a ar.

(LANCHESTER, 1907) Legros cita situações nas quais foi necessária a troca dos feixes de molas das suspensões por se tornarem inoperantes devido ao atrito interno.

(LANCHESTER, 1907) Max Lawrence enfatiza a necessidade da mola comprimir o mais rápido possível no obstáculo e estender lentamente, pois a extensão rápida é que causa maior desconforto. Lawrence sugere uso de amortecedores especiais para proporcionar esse comportamento. Ele também fala que atenção deve ser dada para a

relação entre massa suspensa e não suspensa, sendo que quanto menor a massa não suspensa menor o efeito sobre a massa suspensa durante a passagem por obstáculos.

Na opinião de Lanchester (1907) o amortecedor deve atuar nos dois sentidos. Ele defendia que não é simples a definição do amortecimento para a suspensão do veículo.

Já existia o conceito de que o amortecimento não era desejado para excitações rápidas. Lanchester (1907) descreve a situação de passagem por um obstáculo curto, na qual o amortecedor é prejudicial, aumentando o impacto sobre o chassi.

(LANCHESTER, 1907) John S. Napier explica que sempre teve como objetivo uma suspensão que gerasse período lento de oscilação na vertical. Mas, como conseqüência, também era obtido um período lento para *roll*, considerado mais incômodo. Napier sugere a elevação do *side location* para reduzir o período de *roll*. Lanchester (1907) contestava, dizendo que essa solução não era eficaz.

(LANCHESTER, 1907) Gilchrist fala da importância da altura das articulações dos feixes de molas com o chassis. Se os pontos estiverem muito acima da altura do eixos, as oscilações do chassis, oriundas dos choques laterais, aumentavam violentamente.

Litchfield (191-) apresenta seu trabalho sobre pneumáticos. As bicicletas que utilizavam pneus sólidos eram satisfatórias para pistas de boa qualidade, mas em pistas irregulares a pessoa precisava reduzir a velocidade para suportar os impactos. Com o invento do pneumático obteve-se redução significativa dos impactos transmitidos ao usuário, a massa foi reduzida e a resistência ao rolamento diminuiu.

J. B. Dunlop estava na platéia e foi chamado para falar sobre seu invento. Em 1888 Dunlop colocou pneumáticos no triciclo de seu filho para reduzir os esforços para pedalar, a partir da redução no quanto o pneu afundava em pavimentos macios. Dunlop também explica que não foi ele quem inventou o pneumático. Ele observou, quando criança, um homem inventá-lo para uma carruagem em Northumberland. Segundo a descrição de Dunlop, esse fato ocorreu em aproximadamente 1845, data na qual R. W. Thomson patenteou um pneumático e mostrou que esse oferecia menor resistência ao rolamento quando comparado com pneus sólidos.

2.3 Trabalhos entre 1921 e 1930

Olley (1921), da Rolls-Royce of América, fez um comparativo entre as práticas da indústria automotiva dos Estados Unidos e da Europa, principalmente Inglaterra e França. São apresentadas as diferenças na motorização, estrutura, sistema de freios, entre outras, além dos motivos que proporcionaram as diferenças. As comparações mais relevantes para esse trabalho são referentes à qualidade das pistas, tamanho dos veículos e tipos de suspensão.

Na época, o preço de um veículo na Europa era aproximadamente o dobro que nos Estados Unidos e, além disso, os custos para manutenção do automóvel, principalmente o combustível, também eram mais elevados. Esses fatos aliados ao menor padrão de vida na Europa forçaram a redução no tamanho de seus veículos quando comparado com os veículos dos Estados Unidos.

Com relação às condições das pistas, Olley descreve pistas de excelente qualidade na Inglaterra e de diversas qualidades na França. Nos Estados Unidos as pistas eram de má qualidade, em geral. No entanto, já existiam grandes investimentos nessa área e a melhoria ocorria rapidamente. Com relação às suspensões dos veículos, era comum a utilização de feixes de molas tanto na Europa quanto nos Estados Unidos.

Rowell (1922) ressalta algumas limitações para avaliações de *ride*: os critérios de conforto não são bem determinados; os tipos de pista variam bastante; algumas características do veículo como pneu e atrito são difíceis de serem caracterizadas.

Rowell lista as seguintes funções para o sistema de suspensão: conforto dos passageiros, redução de danos para mercadorias transportadas, redução das tensões no chassis e contato mais uniforme entre pneu e pavimento.

Para avaliar essas funções, Rowell utiliza modelos com complexidade crescente. Utiliza um modelo de 1 GL para mostrar que o comportamento da massa suspensa depende da razão k/m. Com base nesse modelo Reissner (ROWELL, 1922) argumenta que um veículo pequeno pode ser tão confortável quanto um veículo grande.

Rowell utiliza um modelo plano para representar os movimento de *pitch* e *bounce* da massa suspensa. Propõe-se um estudo para entendimento dos modos e freqüências para

avaliar a resposta de massa suspensa, pois a diversidade de pistas e a possível variação de velocidade do veículo tornava difícil a realização de algo mais complexo.

Ao escrever as equações de movimento, observou-se a dependência entre os movimentos de *bounce* e *pitch*. Utilizando parâmetros de um carro da época, os seguinte modos de vibrar foram obtidos:

1- Predominante *bounce* com centro de oscilação para frente do eixo dianteiro em aproximadamente 100 ciclos/min (1.67 Hz)

2- Predominante *pitch* com centro de oscilação entre CG e eixo traseiro em aproximadamente 150 ciclos/min (2.50 Hz).

Existia na época uma regra na indústria automobilística que ditava uma freqüência de 90 ciclos/min (1.50 Hz) para traseira e 110 ciclos/min (1.83 Hz) para dianteira. Rowell não concorda com essa regra pois dizia conhecer veículos considerados bons de conforto que não atendem esse critério.

Rowell verificou que existe uma relação entre esses modos de vibrar e o raio de giração ao quadrado k^2 ($Iyy = m \cdot k^2$):

1- É apresentada a possibilidade de desacoplamento dos movimentos de *bounce* e *pitch* nos modos de vibrar. No entanto não existem argumentos para mostrar se esse desacoplamento é bom ou não para o conforto.

2- Também é possível que os valores de freqüência sejam iguais para dianteira e traseira. No entanto existia preconceito quanto a essa opção pois os usuários demoram para se acostumar com esse tipo de veículo.

3- É possível a obtenção de modos de vibrar com movimento independente sobre as molas dianteira e traseira. Segundo Rowell os benefícios desse tipo de escolha são tão claros que ele busca justificativas por não adotar $k^2 = a \cdot b$. Com os veículos da época, ao passar por um obstáculo pela suspensão dianteira, inicia-se a resposta de oscilação de *bounce* e principalmente *pitch*. Quando a traseira passa pelo obstáculo pode ocorrer excitação em fase aumentando a amplitude de oscilação, resultando no chamado "*harsher bump*". O desacoplamento dos

movimentos entre dianteira e traseira impede o surgimento desse fenômeno. No entanto Rowell não apresenta resultados que comprovam esse efeito.

Rowell também equaciona o modelo de 2 GL na vertical para representar os movimentos de massa suspensa e não suspensa. Bastante atenção é dada para o modo de massa não suspensa, avaliando-se a influência dessa massa e da rigidez do pneu. Em seguida inclui mais 1 GL para representar o motorista sobre o assento. Todas as conclusões tomadas são baseadas nos resultados dos modos de vibrar com suas respectivas freqüências.

Rowell menciona que, apesar do atrito dos feixes não ser considerado no seu equacionamento, este é de extrema importância no comportamento do sistema, pois em algumas situações a rigidez efetiva da mola pode ser até 10 vezes maior do que a nominal. Na época contava-se com esse atrito para dissipação de energia. Era necessário um mínimo de atrito para atenuar as oscilações mas este não podia ser excessivo para não travar o feixe.

Rowell apresenta também o elemento amortecedor (*shock absorber*) como uma opção para utilizar com molas que possuem menor atrito interno. È mencionado o potencial de futuro em utilizar esses amortecedores em conjunto com molas helicoidais.

Parkes (ROWELLl, 1922)ARKES elogia os trabalhos de Rowell pelo uso da matemática em seus modelos, dizendo que o cálculo teórico é uma ferramenta útil. Esse tipo de trabalho consegue esclarecer falsas crenças que sugiram em função da grande complexidade do sistema.

Purdy e Day (1927) ressaltam a importância dos pneus para qualidade final de conforto de um veículo. Eles consideravam a aceleração vertical como a grandeza adequada para avaliações de conforto e os pneus absorviam boa parte dos choques na direção vertical. Isso motivou a construção de um dispositivo para avaliar as propriedades de absorção de choques dos pneumáticos, baseado em valores de aceleração vertical resultante no cubo ao passar por um obstáculo. Como resultado, verificou-se que os maiores choques ocorriam ao encontrar o obstáculo e quando o pneu voltava a encontrar o solo depois de perder contato. Verificou-se também que quanto menor a rigidez vertical dos pneus, maior a capacidade de absorção de choques.

Roy Brown (1928) explicou a necessidade de medições nos eixos e no chassi para avaliações relativas ao ride. Utilizou medições de aceleração para mostrar a redução nos picos de aceleração ao reduzir a pressão dos pneus (efeito aceito na época). BROWN sugere a utilização dessas medições para avaliar a influência das molas, dos assentos e dos amortecedores na sensação de conforto para os ocupantes.

Fox (1929) alerta para necessidade de entendimento dos movimentos do corpo do automóvel e sua relação com a qualidade de *ride*. Segundo Fox existia necessidade de entendimento dos movimento angulares pois eles eram responsáveis por grande parcela dos movimento de translação.

Utilizou 3 veículos para realizar testes de passagem por um obstáculo padrão em várias velocidades, realizando-se medições da aceleração angular em *pitch* como métrica de avaliação. Os motoristas deram notas para o conforto subjetivo para todas as condições de passagem. Verificou-se grande concordância entre os resultados subjetivos e os resultados de medições, o que levou Fox a concluir que a aceleração angular era a grandeza adequada para avaliar o conforto.

Fox sugere a utilização dessa grandeza para uma comparação objetiva do conforto entre dois veículos e para avaliar a influência da troca de um componente de suspensão de um veículo.

Moss (1930) realizou testes com motoristas e passageiros, após passarem com veículos por diferentes percursos por distâncias entre 150 e 300 milhas. Após esse período de exposição as vibrações no veículo, os motoristas apresentaram diminuição da velocidade de reação, redução da capacidade de cálculo mental, perda de equilíbrio e redução na capacidade sangüínea em eliminar o dióxido de carbono. Moss propõe a realização desses testes com os motoristas para quantificar a influência da troca de elementos da suspensão no *ride*.

Verificou-se que os motoristas apresentavam alterações mais pronunciadas do que os passageiros e que as manifestações subjetivas de desconforto eram maiores do que os resultados indicados nos testes realizados. A conclusão do trabalho foi a sugestão de mais estudos para verificar o que mais precisaria ser medido para quantificar precisamente o nível de conforto.

2.4 Trabalhos entre 1931 e 1940

Roy Brown (1932) apresenta resultados da influência da rigidez do pneu alterando significativamente a freqüência do modo com movimento de eixo e pouco influenciando no modo com movimento de massa suspensa. Brown acreditava que a melhoria no conforto foi a principal razão pelo surgimento dos pneus.

Sobre os modos de massa suspensa, Brwon comenta sobre os esforços empenhados para definição de qual a melhor relação de freqüências entre dianteira e traseira para proporcionar melhor conforto. No entanto finaliza dizendo que ainda não foi obtida uma soluação definitiva para essa questão.

Defendia o uso de avaliações objetivas para verificação de melhorias no conforto de veículo ao trocar os elementos da suspensão. Existiam discussões com relação à melhor grandeza a ser utilizada para essas avaliações. Alguns grupos sugerem a utilização da aceleração, outro defendem o *jerk*. Brown sugere a contagem dos picos para cada faixa de valores de aceleração.

Kurt (1933) apresenta o desbalanceamento e a variação do raio de rolamento de rodas e pneus como formas de excitação do veículo. Kurt estudou as vibrações resultantes no eixo e no quadro do veículo. Seguem alguns fenômenos estudados por Kurt:

1- Modo de vibrar com predominância do movimento vertical do eixo. A ressonância ocorre quando as rodas e pneus estão rodando na mesma freqüência desse modo, o que levou à conclusão de que a excitação é causada por forças periódicas nos conjuntos de rodas e pneus, sendo que os fenômenos geradores desse tipo de força são desbalanceamento e variações no raio de rolamento.

2- O chassi vibra em uma velocidade específica numa faixa estreita de velocidade de aproximadamente 3 mph. Fora dessa faixa a vibração no chassi desaparece, o que indica a provável existência de um modo de vibrar com movimento de flexibilidade do chassi. Essas vibrações são mais regulares e notáveis em pistas de boa qualidade.

Kurt apresenta os fatores que podem gerar variação no raio de rolamento, incluindo o cubo fora de centro, a excentricidade do aro da roda, a variação da rigidez do pneu para cada posição e o próprio desgaste irregular dos pneus.

São apresentados exemplos de veículos com sensibilidade diferente para os fenômenos, necessitando de valores distintos de desbalanceamento e variação do raio de rolamento para que a vibração seja sensível no chassi. Sugere-se investimentos dos fabricantes de pneus e das montadoras em conjunto para obter uma solução para esse problema.

Georges Broulhiet (1933), da Ingenieur des Arts el Manufactures, apresentou nos EUA a descrição dos trabalhos realizados na França na área de *ride*.

Broulhiet defendeu a importância da aplicação da teoria de vibrações para o entendimento do comportamento do veículo. Tentou-se implantar essa idéia na Peugeot e na Citroen, mas a falta de entendimento por parte dos engenheiros foi um obstáculo para o progresso.

Broulhiet já defendia o uso de uma suspensão dianteira independente com objetivo principal de eliminar o *shimmy*. Outra vantagem apresentada foi a existência de uma bitola efetiva maior para as molas deste tipo de suspensão, permitindo a redução no valor de rigidez sem comprometer o rolamento em curvas, por não reduzir a rigidez ao rolamento.

O modo com movimento vertical do eixo é apresentado como o responsável pelo surgimento de ondulações na pista. Verificou-se por cálculo que seu período de oscilação varia entre 1/8 e 1/12 de segundo. Foram apresentados resultados com período em 1/10 de segundo.

Com relação à suspensão principal, os franceses utilizavam freqüência maiores para o modo de vibrar com movimento predominante na dianteira do veículo. Os valores de deflexão estática na dianteira variavam de 5 a 8 in equanto na traseira a deflexão variava entre 8 e 11 in. As limitações para o aumento nos valores de deflexão estática eram o comprometimento do rolamento em curvas e as grandes variações de carga dos veículos.

A escola francesa defendia também a eliminação do atrito nas suspensões. São descritos experimentos nos quais a redução no atrito elimina os "socos" durante a passagem por obstáculos. Defendia-se a utilização de amortecimento viscoso com maior atuação na tração, para substituir o atrito seco. Sugere-se o mesmo fator de amortecimento para os modos com predominância de eixo (ξu) e de massa suspensa (ξs), o que resultaria em

$mu \cdot (kp + ks) = ms \cdot kp$. No entanto verificou-se que carros da Pegeout e Citroen possuiam razões ($\xi u / \xi s$) de 5/7 e 7/9, respectivamente.

BROULHIET (1933) Andre Dubonnet explica outra vantagem de suspensões independentes por perimitirem o uso de molas de menor rigidez sem comprometer outras características do veículo. Explica que, com eixos rígidos, ocorre variação lateral significativa no contato entre pneu e pavimento, gerando elevado "*side thrust*", o que prejudica a aderência.

O engenheiro Maurice Olley (1934) da Cadillac Motor Car Co., descreve, além dos modos de massa suspensa e não suspensa, um modo com toda massa do veículo oscilando sobre os pneus, no caso de existir grande quantidade de atrito na suspensão. Os valores de freqüência observados para esse modo variam de 250 a 350 ciclos/min (4.17 a 5.83 Hz).

Olley comenta sobre os efeitos dos grampos dos feixes de molas no valor de rigidez, citando que a rigidez vertical apresenta valor de 10 a 35 % maior que a nominal e a rigidez ao rolamento aumenta cerca de 50 %.

Olley considera sempre as localizações dos centros de oscilação e os valores de freqüência dos modos de vibrar de massa suspensa para fazer as avaliações de *ride*. Descreve que, nos carros da época, o modo de vibrar com predominante *bounce* apresentava centro de oscilação (**CO**) próximo ao eixo dianteiro e o centro de *pitch* ficava atrás do CG, sendo que a freqüência para o modo de vibrar com *pitch* era aproximadamente 50 % maior do que para o de *bounce*.

Já era obserado que os valores reais de freqüência eram superiores aos valores básicos (calculados para o modelo de massa mola ($\sqrt{k / m}$). O *pitching* apresentava oscilação predominante na dianteira com freqüência 15 % maior do que a freqüência básica. O *bounce* (predominante traseira) possuia freqüência 10 % acima da básica.

Olley também apresentou a idéia de deflexões iguais na dianteira e na traseira, desacoplando os movimentos nos modos de vibrar: *pitch* com CO no CG e *bounce* com CO no infinito. Desta forma a resposta longitudinal na altura da cabeça do motorista só seria gerada por um dos modos, evitando alterações bruscas nesse sinal, ou seja, evitando as indesejadas "socadas".

Na época foi generalizado que com $k^2 = a \cdot b$ conseguia-se o melhor *ride* para qualquer conjunto de suspensão. Olley adverte que isso pode ser verdade para o conceito convencional de suspensão por reduzir a razão entre as freqüências de *pitch* e *bounce* ao tornar as freqüências básicas (os centros de oscilação ficarão sobre os eixos, de forma que o cálculo da freqüência básica passa a ser representativo).

No entanto, mesmo com $k^2 = a \cdot b$, as "socadas" continuam a existir se os valores de rigidez das molas não forem adequados. Olley apresenta as características de um veículo da época, no qual as deflexões estáticas são 4 e 9 in, respectivamente na dianteira e traseira. Nesse veículo, com $k^2 = a \cdot b$, a freqüência do modo de *pitch* era 50 % maior do que a de *bounce*, o que tornava o efeito de "socadas" elevado.

Surgiu então a pergunta: Por que não utilizar $k^2 = a \cdot b$ juntamente com deflexões iguais na dianteira e traseira. Olley alega ter realizado esse teste, mas o veículo não apresentou um comportamento definido, tornando-se difícil de ser controlado, apesar de apresentar um bom *ride*. No entanto, Olley não apresentou resultados desse teste.

Os testes para avaliação da influência do índice $k^2/(a \cdot b)$ era realizados em um veículo especialmente construido para permitir variações no momento de inércia (Iyy), na distribuição de massa e conseqüentemente na deflexão estática das molas.

Segundo Olley, ao passar por um obstáculo, com o conceito convencional de suspensão da época, a resposta de movimento angular (*pitch*) era elevado pois o modo de maior freqüência era excitado primeiro. Olley sugere a busca por um "*flat ride*", ou seja, resposta do veículo com movimento predominante na vertical, com pouca oscilação angular em *pitch*. Para isso, ele sugere a redução da rigidez vertical na suspensão dianteira, invertendo os COs dos modos de massa suspensa do veículo. O modo de *bounce* passa a ter o CO atrás do eixo traseiro e o CO do modo de *pitch* passa para frente do CG. Desta forma, ao passar por um obstáculo, o modo com menor freqüência era excitado primeiro. Após o eixo traseiro passar pela oscilação, seu valor de freqüência mais elevado anulava a movimentação angular em *pitch*.

Os modos de vibrar descritos por Olley podem ser conseguidos para vários valores de freqüência. No entanto quanto mais macia a suspensão melhor o *ride* do veículo. Para a nova característica proposta para os veículos, o valor de rigidez das molas traseiras passam a ser o grande determinante da freqüência de *pitch*, o que inviabiliza o

enrijecimento dessas molas. Portanto, a única forma de se obter os modos desejados é com a diminuição da rigidez das molas dianteiras e a redução desejada era da rodem de 2 a 3 vezes.

A forma encontrada de se conseguir uma rigidez vertical tão baixa e ao mesmo tempo não comprometer a estabilidade e dirigibilidade do veículo foi através da implementação de uma suspensão independente na dianteira. Segundo Olley, alguns benefícios da suspensão independente são:

1- Um pneu passa por obstáculo gerando pouca interferência na atitude do pneu oposto.

2- O projeto adequado do sistema de direção e suspensão possibilita aumentar o curso de trabalho em função do melhor controle da variação de atitude das rodas.

3- Aumento da bitola efetiva das molas.

Olley foi questionado sobre o porque do uso de barras estabilizadoras na suspensão independente. Sua resposta é que a barra é necessária em função da grade redução da rigidez vertical na dianteira, o que elevou o ângulo de rolamento em curvas.

2.5 Trabalhos entre 1941 e 1960

Olley apresentou vários trabalhos nos anos 40. Em 1943, atuando na Rolls-Royce da Inglaterra, ele discute aspectos relevantes de veículos de pequeno porte, mencionando que o fato de entrar e sair dos carros americanos era algo ridículo. Com relação aos carros europeus, apesar do pequeno tamanho, eles proporcionavam melhores condições de acesso e movimentação. Olley sugere a utilização de estudos das dimensões do homem e de seus movimentos para facilitar o acesso em carros americanos.

Com base em sua experiência e também em estudos elementares, verifica-se que carros de pequeno porte requerem valores menores de deflexão estática nas suspensões. Deflexões semelhantes para um veículo de entre eixos longo e outro de entre eixos curto pode comprometer algumas características desse último, como por exemplo, *brake dive*. Essa redução na deflexão estática dos veículos de pequeno porte alterava a avaliação de *ride*, mas não comprometia totalmente o conforto do veículo, pois o valor do índice dinâmico desses veículos era próximo da unidade.

Outra vantagem de um veículo de grande porte é o fato da variação no número de passageiros influenciar pouco na massa total do veículo e, portanto, a variação no conforto com a variação na quantidade de passageiros é menor do que em um veículo pequeno.

Com relação à localização do conjunto motor câmbio, que apresenta massa e dimensões significativas, Olley menciona que aparentemente não existem possibilidades de melhoria em alterar sua localização, entre as rodas dianteiras do veículo.

Olley (1944) faz especulações sobre as tendências dos veículos americanos no pós-guerra. Além das discussões apresentadas no ano anterior, menciona-se que uma redução de massa nesses veículos era algo fácil de ser obtido, em função da grande quantidade de artefatos usadas para decoração, que não contribuíam para o objetivo principal do veículo.

Olley (1946), atuando na Vauxhall Motors, apresenta outro trabalho sobre vários aspectos da dinâmica do veículo lateral e vertical. Utilizando um modelo de 2 GL, Olley descreve os modos de massa suspensa, não suspensa e o "*boulevard jerk*" que seria toda massa do veículo oscilando sobre os pneus no caso de atrito excessivo na suspensão.

O fenômeno de "*wheel kop*", excitação do modo com movimento predominante vertical da massa não suspensa, respondia diferentemente durante a aceleração e a frenagem. A freqüência desse modo era de aproximadamente 600 ciclos/min (10 Hz) para os veículos da época. Durante a aceleração, a amplificação dos valores de aceleração do eixo ocorria próximos à essa freqüência. No entanto, durante a redução da freqüência de excitação, como no caso de uma frenagem, as amplificações "*wheel hop*" persistiam até aproximadamente 450 ciclos/min (7.5 Hz).

O *wheel hop* pode existir em qualquer pista na qual as irregularidas excitem o modo de massa não suspensa. A consequente variação da forçca de contato gera ondas no pavimento capazes de excitar *wheel hop* em outros veículos.

Olley descreve de forma clara e ilustrativa o fenômeno de *shimmy* e o efeito do torque de alinhamento como esforço para manter o ciclo de oscilação. Apresenta o efeito giroscópico das rodas e pneu, conectados pelo eixo rígido, para reforçar a utilização da suspensão independente na dianteira como forma de combate ao *shimmy*. No entanto, mesmo com o uso de uma suspensão idependente, essa vibração auto excitada pode

existir caso o chassi apresente o modo com torsão na dianteira com freqüência próxima a 540 ciclos/min (por exemplo).

Sobre a suspensão traseira, Olley fala que a única vantagem de troca do eixo rígido por uma suspensão independente seria a eliminação do "*tramp*", excitação do eixo traseiro com movimento das rodas fora de fase.

Com relação ao *ride* do veículo completo, já era consenso a necessidade de utilização de menor freqüência na dianteira e que existia uma valor mínimo de rigidez torcional para o quadro visando eliminar vibrações e trincas no painel.

Apesar de tratar separadamente alguns fenômenos de *ride* e *handling*, Olley finaliza sobre a necessidade do veículo apresentar um bom compromisso entre ambos.

Bastow (1951) comenta sobre a mudança de eixo rígido para suspensão independente na dianteira que ocorreu nos últimos 20 anos e acrescenta vantangens para uma suspensão independente também na traseira, difentes das vantagens da dianteira:

1- Melhoria no *ride* do veículo em função da redução na razão entre massa não suspensa e suspensa. Com a suspensão independente na traseira obtem-se redução na massa não suspensa pois o diferencial é fixo ao chassis, as molas helicoidais ou barras de torção são mais leves que os feixes e o conjunto de freios pode ser acoplado diretamente ao diferencial. Isso possbilitou uma redução de 50 % no valor da massa não suspensa. Como conseqüência obteve-se, melhor conforto e menor variação das forças de contato entre pneu e pavimento.

2- Eliminação da transferência de força normal entre as rodas do eixo trativo durante a aplicação de torque para acelerar o veículo.

3- Eliminação de efeitos vibracionais existentes com eixo rígido, principalmente *tramp* e *brake hop*.

4- Com eixo rígido, ao passar com um pneu por obstáculo, ocorre movimentação lateral na região de contato dos pneus com o solo em ambos os lados do veículo, pois o centro de rolamento (**CR**) está em geral acima do eixo, gerando excitação lateral. Com uma suspensão independente pode-se reduzir a variação de atitude do pneu que não passou pelo obstáculo, reduzindo a excitação lateral.

5- A suspensão de eixo rígido requer maior espaço para instalação.

Com relação ao ângulo de rolamento, Bastow apresenta um comparativo entre uma suspensão independente e uma de eixo rígido, ambas com mesma altura de CR e freqüência na vertical. A suspensão independente propiciou menor rolamento, em função de sua maior bitola efetiva para as molas. A diferença foi pequena pois os feixes de molas também apresentam rigidez torcional.

Bastow menciona a maior liberdade de escolha de amortecedores a partir da redução no valor da massa não suspensa. Defende também a redução do atrito visando melhorar o *ride* em pistas de boa qualidade.

Esse trabalho foi muito discutido entre os profissionais da área. Alguns apoiaram o conteúdo apresentado enquanto outros se mostraram contra o uso de suspensões independentes na traseira. Foram feitas também muitas perguntas visando obtenção de maiores esclarecimentos sobre aspectos da dinâmica do veículo.

(BASTOW, 1951) Olley participou de discussões em Londres e em Luton, defendendo a não necessidade de utilização de suspensões independentes na traseira por não ocorrer o fenômeno de *shimmy* (na traseira as rodas não são articuladas em *kingpins*). Olley acreditava qua a suspensão DeDion seria a melhor opção.

(BASTOW, 1951) Rix e Dudley questionaram sobre a necessidade de amortecimento ao trocar os feixes de molas por molas helicoidais ou barras de torção. (BASTOW, 1951) Ward perguntou se existe alguma forma para cálculo do valor de amortecimento necessário para a suspensão. (BASTOW, 1951) Bailey citou que não era possível obter um coeficiente de amortecimento adequado para as condições carregado e vazio.

Bastow (1951) explicou que, segundo sua experiência, o amortecimento é parte necessária em uma suspensão e que melhores resultados eram obtidos com fluído do que com atrito. Os feixes de molas dissipavam mais energia do que as molas helicoidais. Portanto, ao introduzir uma suspensão independente, o elemento amortecedor é necessário, mas rejeitar essa suspensão por esse motivo seria o mesmo que admitir a derrota. Bastow também comenta que existem dúvidas se todo conhecimento sobre a questão está disponível a ponto de se calcular o valor de amortecimento ideal para a suspensão. E, uma das grandes dificuldades, realmente é propiciar a quantidade de amortecimento que satisfaça todas as condições de carga e variações de rigidez em

função do curso de trabalho. No entanto, verifica-se que, se os amortecedores forem inadequados, pode-se comprometer o *ride* do veículo e o contato entre pneu e solo.

Vários profissionais questionaram sobre as vantagens de redução da massa não suspensa e eliminação dos fenômenos de *tramp* e *hop*. Bastow disse que, com a introdução de uma suspensão independente traseira, ocorre redução na massa não suspensa e afirma que isso gera uma melhoria no *ride* do veículo. A eliminação dos fenômenos de *hop* e *tramp* é outra vantagem obtida e sua conseqüência é uma maior adesão em curvas.

Sobre as questões relativas às melhorias na excitação lateral, Bastow explicou que, segundo sua experiência, a excitação lateral durante a passagem de uma única roda por obstáculos vai existir se o CR estiver acima do nível do solo e, conforme mencionado anteriormente, nesse aspecto a suspensão independente é melhor do que o eixo traseiro rígido. Esse aspecto também gera maior adesão em curvas para a suspensão independente.

(BASTOW, 1951) Olley comentou que as carroagens de 1800 possuiam eixos rígidos na dianteira e traseira. Como resultado o eixo de rolamento era elevado, permitindo valores adequados para rigidez ao rolamento sem comprometer o conforto, por manter freqüências baixas para os modos de vibrar de massa suspensa com *bounce* e com *roll*. (BASTOW, 1951) Nossiter comentou que a tendência em Bristol após 1945 foi ter eixos de rolamento passando a meio raio da roda na dianteira e na altura do centro da roda na traseira. (BASTOW, 1951) Root queria saber sobre o uso de barras estabilizadoras na traseira.

Segundo Bastow, na suspensão traseira existe um compromisso com relação a rigidez ao rolamento, visando reduzir o ângulo de rolamento em curvas e ao mesmo tempo evitar excessiva trasnferência de carga em curvas, o que pode comtribuir para o *oversteer*. Com relação à barra estabilizadora, Bastow diz que não se pode generalizar, mas provavelmente é mais vantajoso colocá-la na dianteira. Na opinião de Bastow não era desejável depender muito do *rollsteer* para obtenção da característica de *handling* desejada, pois isso gera um comportamento adverso ao receber ventos laterais (*handling* sem rolamento).

Den Hartog discute vários exemplos de sistemas mecânicos que podem ser representados por modelos de poucos graus de liberdade em seu livro sobre vibrações

mecânicas. Hartog explica as funções das molas e amortecedores da suspensão de um veículo. Um comentário final feito por Hartog sobre o fato da curva de tração dos amortecedores de automóveis serem mais acentuadas do que a curva de compressão é importante de ser aqui copiado: "*The theories and arguments given by the manufactures as a justification of this practice do not seem to be quite rational*".

Cox (1955) cita alguns fenômenos considerados complexos para avaliação do *ride* de veículos:

1- Característica não lineares das molas e dos pneus.

2- Amortecimento significativo presente nos modos de vibrar.

3- Dificuldade de obtenção dos valores de momentos de inércia do chassi e dos eixos.

Após apresentação dessas dificuldades Cox propos-se a mostrar que apesar delas, é possível entender características globais do comportamento do veículo em *ride* através de modelos simples, contendo corpos rígidos, molas lineares e amortecimento proporcional à velocidade.

Cox utiliza um modelo de 2 GL para apresentar os efeitos dos modos de vibrar de massa suspensa e não suspensa na transmissibilidade de vibrações entre pista e chassis. Também é apresentada a necessidade de amortecimento para atenuar os picos de transmissibilidade próximos às freqüências dos 2 modos e a conseqüência da introdução do amortecimento para freqüências acima de 10 Hz.

Cox também apresenta o equacionamento para o modelo plano de 2 GL que representa os movimentos de *bounce* e *pitch* da massa suspensa, mencionando a possibilidade de desacoplamento dos movimentos nos 2 modos de vibrar ao desconsiderar o amortecimento e garantir $ka \cdot a = kb \cdot b$. Na presença do amortecimento usual dos veículo é impossível evitar o acoplamento mas ele pode ser pequeno. Segundo Cox, nos veículos convencionais k^2 é aproximadamente igual a $a \cdot b$ e portanto, os valores das freqüências dos modos de *pitch* e *bounce* são aproximadamente iguais (provavelmente Cox trabalhou com veículos com freqüências básicas próximas entre dianteira e traserira). No entanto, Cox não menciona vantagens ou desvantagens em se buscar o desacoplamento ou com relação à razão entre as freqüências de *bounce* e *pitch*.

Grande parte do trabalho de Cox foi concentrado na resposta teórica e experimental da massa não suspensa. O principal objetivo das investigações foi o entendimento dos esforços impostos sobre a pista durante a passagem por um obstáculo que excitava predominantemente o modo de vibrar de massa não suspensa. Como conclusão verificou-se 2 picos com valores significativos de esforços, quando o pneu encontra o obstáculo e quando o pneu retorna ao solo após a perda de contato. Em ambos os picos os valores de força normal chegaram ao dobro do valor estático. Cox sugere um amortecedor com maior atuação na tração do que na compressão visando reduzir esses 2 picos de força.

Com relação às excitações laterais impostas no pneu, Cox explicou que quando a roda é submetida a um deslocamento lateral, o pneu sobre deformação lateral e gera excitação no veículo. No entanto, em função do rolamento, a parte da região de borracha que estiver perdendo o contato fica livre lateralmente enquanto a nova região que entra em contato com o solo sofre apenas um efeito parcial do deslocamento lateral da roda. Em função disso, Cox propõe incluir um amortecedor em série com a rigidez lateral do pneu para representação desse fenômeno nos cálculos.

Com base no trabalho de Cox (1955), Bastow expos o seguinte: A relação de deflexões entre suspensão dianteira e traseira deve ser feita de forma a minimizar o movimento de *pitch*. A rigidez deve ser a menor possível sem prejudicar outras características do veículo. O passo seguinte é selecionar o amortecimento que proporcione o *ride* mais confortável. Após isso pode existir a necessidade de aumentar o amortecimento visando manter os pneus em contato com o solo para manter boa aderência durante curvas e frenagens em pavimento irregular. Uma das vantagens de redução da massa não suspensa é a menor quantidade de amortecimento necessário para manter os pneus em contato com o solo, melhorando o *ride* como conseqüência.

Olley (1955), atuando na Chevrolet Motor Division, apresenta um trabalho sobre suspensões de veículo comerciais, no qual são apresentadas vantagens e desvantagens dos feixes de molas, suspensões pneumáticas e suspensões de elementos de borracha.

A maior desvantagem apresentada para os feixes de molas refere-se ao fato de que, apesar de ser possível a obtenção do valor adequado de freqüência para a condição de veículo carregado, esse valor é elevado significativamente ao reduzir a carga do veículo. Esse fato é utilizado para apresentar uma das grandes vantagens da suspensão

pneumática em manter o valor de freqüência aproximadamente constante com a variação da carga.

Olley também apresenta alguns conceitos de suspensões dianteiras independentes e traseiras de eixo rígido para ônibus, nas quais utilizavam-se elementos cilíndricos de borracha de grandes dimensões para conectar os elementos da suspensão na estrutura do veículo. Krotz, em um trabalho anterior ao de Olley, apresenta valores de freqüência dos modos de massa suspensa de um ônibus, para o qual foram utilizados elementos de borracha nas suspensões, vide Tabela 2.1. Segundo Krotz, esses valores, quando obtidos em suspensões com baixo nível de atrito entre os componentes, são suficientes para proporcionar um "*luxury ride*".

Tabela 2.1: Valores de freqüência para os modos de massa suspensa de um ônibus com a utilização de suspensões com elementos de borracha.

	Veículo vazio	**Veículo carregado**
Região dianteira	1.23 Hz	1.03 Hz
Região traseira	1.15 Hz	1.00 Hz

Krotz também menciona que, quando esses elementos de borracha são utilizados também para proporcionar a rigidez longitudinal e lateral das suspensões, consegue-se filtrar efetivamente as vibrações de mais alta freqüência (*harshness* e *noise*), resultando em um veículo mais "*quiet*".

Moulton e Turner (1956) também apresentaram elementos de borracha para servir como o elemento elástico principal das suspensões primárias. Foram apresentadas várias possibilidades construtivas com elementos trabalhando em compressão e cisalhamento. Citou-se o exemplo de uma carro leve com elementos de borracha que proporcionavam deflexões estáticas de 5 e 3.5 in na dianteira e traseira, respectivamente.

Os autores consideravam os elementos de borracha apropriados para as suspensões primárias dos automóveis e podiam tomar o lugar das molas de metal. No entanto, surgiram discussões sobre a vida desses elementos e sobre a possibilidade de suportar altas cargas e grandes deflexões simultaneamente.

Pettibone (1958) da FORD, descreve fenômenos de vibração em carros associados à modos de vibrar com flexibilidade do chassi. O carro foi suportado pelos 4 pneus e foram aplicandas excitações nas bases de suportação. Foram realizadas medições ao

longo do chassi na direção vertical. Verificou-se os 2 primeiros modos de vibrar com torção e flexão vertical:

- 1º modo de vibrar de torção na região dianteira do chassi.
- 2º modo de vibrar de torção completa do chassi.
- 1º modo de vibrar com flexão global em 13.0 Hz com movimento no centro em oposição de fase com as extremidades.
- 2º modo de vibrar com flexão na região dianteira em 16.5 Hz.

Também foram verificadas as freqüências dos modos de vibrar com movimento predominante dos eixos e Pettibone estabelece como critério que as freqüências dos modos de vibrar com flexibilidade do quadro não devem estar próximas das freqüências dos modos de vibrar com predominância do eixo.

Pettibone cita exemplos de dois veículos. O primeiro com vibrações laterais elevadas por possuir o modo de vibrar de torção do chassi na faixa de freqüência do modo de vibrar de eixo. O segundo possuia o modo de vibrar de torção com freqüência acima das freqüências dos modos com eixo, o que tornava seu nível de conforto aceitável nas pistas.

A partir da identificação dos modos de vibrar, Pettibone procurava entender quais as "massas" e "molas" presentes / atuantes nesses modos, visando possíveis alterações nos valores de freqüencia. Como o motor é uma massa significativa usualmente presente nos modos de vibrar com flexibilidade de chassi, a variação de sua coxinização geralmente produz resultados significativos. Segundo Pettibone a elevação da rigidez dos coxins geralmente reduzia as amplitudes de vibração na região dianteira do quadro, no entanto podiam surgir compromissos com relação ao ruído e transmissão de vibração do motor para o quadro.

Morrish (1958)descreve o efeito da coxinização do motor em fenômenos de vibração do veículo. Para tanto realiza ensaios com *shakers* excitando o quadro e o motor, visando identificar modos de vibrar que apresentem flexão vertical do quadro e movimentos vertical e *pitch* do motor.

Morrish descreve o compromisso da coxinização do motor. Os novos projetos de veículos utilizavam coxins com menor rigidez quando comparados com projetos anteriores. Coxins mais moles reduzem a transmissão de vibração, no entanto maior espaço para deslocamento do motor é necessário e a reação ao torque pode ser comprometida. Outro resultado do uso de coxins moles é a redução da massa efetiva sobre o chassi obtendo-se como resultado a elevação das freqüências dos modos de vibrar com flexão do chassi e a redução das freqüências dos modos de vibrar com movimento predominante do motor.

Visando controlar a ressonância do modo de vibrar com flexão do quadro sugeriu-se trabalhar na rigidez e localização dos coxins. Amortecimento interno também produz efeito significativo. No entanto Morrish finaliza dizendo que nenhuma alteração de coxinização pode corrigir os danos causados por um projeto inadequado de chassi.

Ellis (1959) apresenta o conteúdo dos trabalhos que eram realizados por estudantes da ASAE (*Advanced School of Automobile Engineering*) em Cranfield.

Um dos fenômenos estudados era, chamado de "*cab nod*", no qual verificou-se que as irregularidades dos pneus excitavam um modo de vibrar do veículo completo que possuia flexão vertical do chassi. Esse fenômeno tornava-se sensível ao trafegar por pistas de boa qualidade.

Para entendimento desse fenômeno era utilizado um modelo de viga, para representar o chassi, com carga uniformemente distribuida e suportado por elementos de molas, representando os pneus. Esse modelo era utilizado para se ter a primeira idéia da freqüência do modo de vibrar em questão.

Visando identificação do modo de vibrar em questão, foram posicionados 6 acelerômetros ao longo do quadro para medições na vertical. Potenciômetros foram utilizados para medição dos cursos de trabalho da suspensão primária e da suspensão da cabina. O veículo foi excitado em laboratório por um *shaker* e as seguintes características foram observadas:

1- O quadro sofria flexão vertical.

2- A suspensão principal não trabalhava no modo de vibrar em questão.

3- Ocorria trabalho significativo dos pneus.

4- Valores elevados de aceleração longitudinal na cabina na altura da cabeça do motorista.

Em medições realizadas em pistas verificou-se que a freqüência dos sinais coincidia com a freqüência de rotação das rodas. A partir desse resultado, chegou-se a conclusão de que as irregularidades dos pneus excitavam o modo de vibrar com flexão vertical do quadro.

Para o fenômeno de *wheel hop* foram analisadas condições de excitação que resultaram na perda de contato entre pneu e pavimento. Utilizou-se então um modelo de 2 GL de ¼ de veículo para avaliação desse fenômeno. Os elementos mola e amortecedor eram lineares, no entanto a mola do pneu era retirada para representar a perda de contato com o solo. Os resultados foram considerados satisfatórios, mas as diferenças entre simulação e experimental eram perceptíveis.

Utilizou-se também um modelo plano de 4 GL para representar os movimentos de *bounce* e *pitch* da massa suspensa e os movimentos verticais dos eixos. Visando validar esse modelo, o veículo foi excitado nas regiões dianteira e traseira, obtendo-se como resultado picos nas freqüências de 2.5, 3.0, 3.5, 5.0, 6.0 e 7.0 Hz. Com base no número maior de picos do que de GL do modelo, chegou-se às seguintes explicaçãoes:

1- A excitação foi de baixa amplitude podendo não ser suficiente para que as molas trabalhassem durante todo o teste. Desta forma pode-se obter vários modos de vibrar com o veículo oscilando sobre as molas ou sobre os pneus.

2- Foram excitados modos de vibrar com movimento predominante do motor.

Como proposta de continuação desse trabalho, sugeriu-se a modelagem com maior número de GLs, incluindo a movimentação vertical do motor, e a representação dos efeitos de atrito nas suspensões primárias.

(ELLIS, 1959) Pemberton disse que verificou, em seus próprios trabalhos, que aterações no quadro não afetavam o fenômeno de "*cab nod*", mas que alterações no posicionamento do motor e da cabina podiam alterar seu comportamento.

Em 1955 foi formado um sub-comitê na SAE especialmente para estudar o *ride* de conjuntos cavalo carreta. O objetivo era investigar a influência das características dinâmicas do veículo nas amplitudes de resposta impostas ao motorista, passageiro,

componentes do veículo e na carga. Esse trabalho originou-se de solicitações dos fabricantes dos cavalos e das carretas, pois se tornou urgente a busca para soluções de problemas relativos ao *ride* desses veículos. Esse grupo era composto por engenheiros da Chrysler Corp., Freightleiner Corp., Ford Motor Co., Fruehauf Trailer Co., GMC Truck & Coach, Chevrolet Motor Division, entre outras.

Janeway (1958) apresentou os resultados dos trabalhos desse sub-comitê. Foram realizados 8 encontros para discussões dos fenômenos relativos ao *ride* e para busca de soluções através de alterações das características desses veículos. Menção especial foi feita a um encontro realizado em Portland, no qual LeFreve preparou vários cavalos com diferentes valores de rigidez nas molas da suspensão. Esses testes foram considerados como uma experiência para abrir os olhos dos engenheiros "*to one schooled in the luxurious standards of the modern passenger car ride, a ride in a typical semi combination was a rude awakening*".

Foram apresentados resultados relativos à dinâmica do veículo e à sensibilidade do ser humano quando exposto a vibrações. O principal resultado relativo à tolerância do ser humano mostra que os limites suportados na direção longitudinal (*fore-aft*), na altura da cabeça do motorista, são aproximadamente 4 vezes menores do que os limites obtidos para direção vertical.

Os principais aspectos dinâmicos desses veículos e propostas de melhorias estão listados abaixo:

1) Os feixes de molas apresentavam valores significativos de atrito entre as lâminas o que impedia o trabalho adequado do feixe, resultando em oscilações do veículo sobre os pneus em níveis incômodos ao ser humano. A proposta apresentada foi a troca dos feixes de molas por outros elementos com baixo nível de atrito.

2) Em trechos de asfalto com emendas, regularmente espaçadas, ocorria a ressonância do modo de vibrar do veículo sobre os pneus para uma determinada velocidade do veículo. Duas sugestões foram feitas para eliminação desse efeito: o uso de espaçamento variável entre as emendas e o aumento na distância entre as emendas, acima de 30 ft, de forma que o veículo não atinja a velocidade para ocorrência da ressonância.

3) Os valores de deflexão estática nas suspensões eram da ordem de 3 in (aproximadamente 76 mm), resultando em valores elevados para as freqüências dos modos de massa suspensa. A posição elevada do motorista gerava grandes amplitudes de movimento longitudinal e sua proximidade ao eixo dianteiro elevava as amplitudes na vertical. Foram sugeridas deflexões estáticas superiores a 5 in (127 mm) para garantir o nível de conforto desejado.

4) Picos de 2 g de aceleração vertical na carga eram constantes em função dos valores baixos de deflexão estática na suspensão traseira do cavalo e na suspensão da carreta. Essas amplitudes de aceleração provocavam danos para muitos dos materiais transportados. Portanto, sugeriu-se também o limite inferior de 5 in para deflexão estática na suspensão da carreta.

5) Com relação aos bancos, verificou-se que, em função de seu baixo valor de amortecimento, ocorriam amplificações da vibração do veículo para o motorista na faixa de freqüências entre 2.5 e 3.0 Hz. Em alguns casos essa era a mesma faixa de freqüência dos modos de massa suspensa do cavalo. A solução proposta foi o uso de bancos que gerassem uma freqüência natural para o motorista menor do que a menor freqüência de massa suspensa do cavalo e com um fator de amortecimento acima de 30 %.

6) A interação cavalo carreta gerava excitações no cavalo. A altura do centro de oscilação do modo de vibrar de *pitch* da carreta era superior a altura da quinta-roda. Ao excitar o *pitch* da carreta surgiam, portanto, oscilações longitudinais no cavalo em função de sua menor massa quando comparada à massa da carreta. A solução proposta foi o uso de um novo modelo de quinta-roda que elevava o eixo de pivotamento entre cavalo e carreta, reduzindo sua distância na vertical até o centro de oscilação do modo de *pitch* da carreta. Essa alteração também elevava o centro de oscilação do modo de *pitch* do cavalo, reduzindo sua distância vertical até a cabeça do motorista e as amplitudes de oscilação longitudinal.

7) Os baixos valores de índice dinâmico do cavalo resultavam em valores elevados principalmente para a freqüência do modo de vibrar de *pitch* do cavalo. Como exemplo, uma redução do índice dinâmico de 1.0 para 0.7, sem alterações na suspensão do veículo, mais que dobrava as amplitudes de oscilação impostas ao motorista.

Na década de 50 foram apresentados trabalhos importantes relativos à suspensão do conjunto motor e câmbio. Os trabalhos de Anon (1953), Harrison (1956) e Horovitz (1957) deixam clara a importância do conhecimento da teoria de vibrações para facilitar a determinação da coxinização do conjunto.

Os históricos apresentados por Anon e Harrison explicam o motivo dos primeiros veículos motorizados apresentarem o motor fixo diretamente à estrutura. Para os motores estacionários tinha-se a prática de fixação pela maneira mais rígida possível nas fundações (ancoramento) e essa prática foi mantida para nos primeiros veículos autopropelidos. Os resultados indesejáveis de vibração do chassi, obtidos com essa prática, fizeram surgir fixações mais flexíveis para suportação do motor.

Anon defende que as freqüências naturais do motor sobre seus coxins devem ser as mais baixas possíveis, pois o objetivo principal da coxinização é proporcionar isolamento da estrutura do veículo das vibrações provenientes do motor. Uma coxinização adequada resulta em níveis aceitáveis de vibração resultante no motorista, o que contribui para menor fadiga e, portanto, para a redução da probabilidade de acidentes. A introdução dos coxins fez com que o motor parasse de atuar como um elemento estrutural do chassi, mas essa desvantagem foi mais do que compensada pelo isolamento de vibrações obtido.

Harrison e Horovitz mencionam que existem limites para redução da rigidez, pois os coxins devem suportar excitações provenientes de obstáculos na pista e também do torque motor.

Com relação ao valor da freqüência natural para o modo com movimento vertical do motor, Horovitz apresenta a influência da massa e da flexibilidade do chassi, resultando em 2 modos de vibrar com valores de freqüências ligeiramente abaixo e acima do valor estimado inicialmente. (HOROVITZ, 1957) Tait descreve um exemplo no qual a utilização de uma coxinização de elevada rigidez fez surgir um modo de vibrar com movimento torcional do chassi, no qual o motor participava como uma massa agregada. Menciona-se também o fenômeno de "*boom*" de cabina como resultado da alta transmissão de vibrações do motor para a estrutura em função de coxins com elevada rigidez.

Anon e Horovitz explicam as fontes de excitação de um motor, provenientes de massas com movimento alternativo e das resultantes da queima nas câmaras dos cilindros, visando direcionar o desenvolvimento da coxinização mais adequada. Com base nesses resultados, os 2 autores defendem uma coxinização baseada no eixo principal de inércia do conjunto (Ixx') mais próximo a seu eixo longitudinal. Optou-se por uma coxinização de 3 pontos com dois coxins alinhados lateralmente na região central do motor na altura pela qual passa o eixo principal de inércia Ixx'. O terceiro coxim era posicionado sobre esse eixo principal de inércia a uma distância b do CG do conjunto de forma que o valor de ($Iyy'/(m \cdot a \cdot b)$) fosse igual à unidade (vide descrição abaixo para esses símbolos). Sua localização coincidia com a região traseira do câmbio. Com isso consegue-se que os dois modos de vibrar com movimentos de *bounce* e *pitch* do motor possuam centros de oscilação exatamente sobre os coxins dianteiros e traseiros. Desta forma, as excitações verticais provenientes do motor eram suportadas apenas pelos coxins dianteiros, sem excitar o modo de vibrar com movimento vertical na traseira do câmbio. As excitações torcionais (*roll*) do motor também eram suportadas apenas pelos coxins dianteiros, pois, nessa configuração, surgia um modo com movimento quase único de *roll* do conjunto sobre o eixo principal de inércia Ixx' e os coxins dianteiros eram os únicos que proporcionavam a rigidez para esse movimento.

a: distância, sobre o eixo principal de inércia, entre a linha de ligação dos 2 coxins dianteiros e o CG do veículo.

b: distância entre o CG do veículo e o coxim traseiro.

Ixx': momento de inércia de massa principal mais próximo ao eixo do virabrequim. A inclinação entre esses dois eixos era normalmente inferior a 15°.

Iyy': momento de inércia de massa principal em torno do eixo lateral.

m: massa do conjunto motor e câmbio.

Essa configuração também facilita a determinação dos valores reais de freqüência natural dos modos de vibrar do conjunto.

Os coxins apresentam baixos coeficientes de amortecimento e, portanto, Horovitz sugere amortecedores que atuem somente para amplitudes elevadas de deslocamento. O amortecimento auxilia na redução dos picos durante uma ressonância e na atenuação da

vibração após excitações transientes. No entanto, o amortecimento compromete a transmissão de vibração para o chassi para valores mais elevados de freqüência.

(HOROVITZ, 1957) Cooper defendeu a elevação do amortecimento estrutural do chassi como forma de atenuar as amplitudes de vibração quando certos modos de vibrar com movimento de motor e de flexibilidade de chassi forem excitados. No entanto, não apresentou opções de como conseguir isso.

2.6 Trabalhos entre 1961 e 1980

Em 1961 foram apresentados resultados de um estudo sobre a variação radial dos pneus durante o rolamento. Esse estudo surgiu da necessidade de se prever, durante a produção, características dos pneus relacionadas à vibrações resultantes em veículos, principalmente porque a qualidade das pistas estava melhorando.

A variação radial durante o rolamento é causada por variações de dimensões e variações de rigidez ao rolar o pneumático. Inicialmente, tinha-se a idéia de que a baixa rigidez das suspensões na vertical poderia garantir o isolamento suficiente para freqüências próximas à freqüência de massa não suspensa, no entanto concluiu-se que o amortecimento do sistema resultava na transmissão sensível de vibrações.

Sendo a variação radial durante o rolamento a variação da altura do centro da roda durante o rolamento do pneu, fez-se necessário a construção de um dispositivo para medição dessa variação. Nesse dispositivo a rotação angular durante as medições possuia freqüência 17 vezes menor do que a 1ª freqüência natural do sistema.

Como resultado, obteve-se as curvas de variação radial durante o rolamento para pneus de automóveis e também a composição desse sinal em suas primeiras harmônicas. Verificou-se que apenas as 3 primeiras harmônicas apresentavam amplitude significativa.

As medições foram realizadas para vários conjuntos de pneus, utilizados posteriormente em veículos para avaliações subjetivas. Desta forma estabeleceu-se como critério que a componente de 1ª harmônica não devia exceder 0.020 in na produção para evitar o surgimento de vibrações indesejáveis em veículos de passeio.

LeFreve (1965) fez uma descrição sobre vários aspectos da dinâmica de um veículo cavalo que influenciam no nível de conforto. Foram avaliados os modos de vibrar de massa suspensa através dos valores de deflexão estática nas suspensões dianteira e traseira e através da influência do índice dinâmico $k^2/(a \cdot b)$. Além disso, LeFreve também avaliou os seguintes fenômenos: histerese nas suspensões primárias, localização da quinta-roda, modo de vibrar com flexão vertical do chassi, modos de vibrar de massa não suspensa e modo de vibrar com movimento vertical da carreta. Esse trabalho fornece orientações importantes para a obtenção de níveis aceitáveis de conforto para um conjunto cavalo carreta.

No início da década de 70 o Japão investiu muito em rodovias expressas de boa qualidade. O rápido crescimento do número dessas rodovias fez surgir também alguns problemas de vibrações em caminhões.

Aisaka e Inoh (1973) descrevem fenômenos incômodos de vibração em veículos de 8 a 20 ton. Os modos de vibrar com a presença de flexão vertical, torção e flexão lateral do conjunto chassi e sobrequadro, quando excitados pela excentricidade dos conjuntos de rodas e pneus, geravam amplitudes elevadas de vibração vertical e lateral na cabina. A ressonância ocorria na velocidade na qual a freqüência de rotação das rodas coincidia com a freqüência dos modos de vibrar. Esse trabalho realizado pela Isuzu Motors apresenta exemplos nos quais existiam também movimentos da cabina e do motor nos modos de vibrar com flexibilidade do quadro, na faixa de 5 a 9 Hz.

Simulações computacionais em conjunto com medições em laboratório, utilizando-se um *shaker* como fonte de excitação, foram utilizadas para diagnosticar e buscar solução para o problema. Alterações na coxinização do motor mostraram potencial de melhoria na resposta de vibração vertical enquanto que alterações no chassi, nas regiões de fixação das travessas, apresentaram potencial de melhoria para vibrações laterais da cabina. O efeito obtido através da suspensão de cabina pode ser observado em ambas as direções. No entanto, constatou-se que a decisão por elevar ou reduzir a rigidez dos coxins do motor ou da cabina depende das características dos modos de vibrar do veículo em estudo. Portanto, não existe uma solução única que possa ser aplicada para todos os veículos.

Ribarits, et al (1978), da Volvo Truck Div. publicou um trabalho que descreve detalhadamente dois fenômenos de vibração típicos de veículos comerciais em faixas de freqüências relativas às avaliações de *ride*. Os fenômenos descritos são apresentados como "*the articulated vehicle problem*" e "*the jumping ride problem*".

"*Articulated vehicle problem*" refere-se a vibrações causadas pelos modos de vibrar de massa suspensa de um conjunto cavalo carreta, especialmente o modo de vibrar com movimento predominante de *pitch* do cavalo, induzindo oscilações na vertical e na longitudinal no motorista. As orientações apresentadas para redução desse fenômeno incluem a busca por molas de baixa rigidez na suspensão primária e a correta definição dos amortecedores. Os autores também mencionam a influência do posicionamento da quinta-roda.

O fenômeno conhecido como "*jumping ride problem*" refere-se a vibrações causadas pela excitação de um modo de vibrar com movimento de flexão vertical do chassi próximo à sua freqüência natural. A fonte de excitação é a excentricidade dos conjunto rodas e pneus quando esses encontram-se em rotação próxima à freqüência natural desse modo. Surjem amplitudes incômodas de aceleração nos banscos dos ocupantes em faixas estreitas de velocidade, durante a passagem por pistas de boa qualidade, visto que o modo de vibrar em questão apresenta baixo fator de amortecimento. As alterações propostas para redução da vibração envolvem alterações conceituais em suspensão de cabina, coxinização de motor, projeto do chassi e conexão da carroçaria.

Foster (1978) fez uma descrição do desenvolvimento de uma nova suspensão de cabina realizada na Ford Motor Company para caminhões do tipo cavalo. Esse desenvolvimento foi motivado por um desejo de melhor conforto pelo mercado. O veículo em questão apresentava freqüências de 3.2, 4.3 e 7.1 Hz, respectivamente para os modos de *bounce*, *pitch* de massa suspensa e flexão vertical de chassi. Foram identificadas várias alteranativas para melhorar o conforto dos ocupantes, no entanto várias alternativas apresentaram restrições de implementação, conforme descrito abaixo:

O mercado preferia uma quinta-roda baixa com pouca variação de altura entre as condições de veículo vazio e carregado. Esse fato limitava a redução no valor de rigidez das molas da suspensão primária do veículo.

Existiam opções de bancos com suspensão que proporcionavam baixas freqüências para o sistema motorista sobre a suspensão do banco. Esse sistema proporcionava bom isolamento na vertical para os valores de freqüências apresentados acima, mas sua configuração não filtrava o movimento de *pitch* do cavalo. Além disso, suspensões de banco de baixa rigidez geravam grande movimento relativo vertical entre o motorista e os comandos do veículo.

Optou-se portanto pela utilização de uma suspensão de cabina visando gerar uma freqüência de 1.0 Hz na direção vertical. Essa alternativa, além de propiciar uma melhor condição de conforto, por filtrar bem as componentes de 3.2, 4.3 e 7.1 Hz, também reduzia significativamente os esforços impostos sobre a cabina em função da torção do chassi e dos impactos da pista.

2.7 Trabalhos posteriores a 1980

Best (1984) relata alguns dos aspectos básicos da dinâmica do veículo relativa ao *ride*, principalmente com relação aos modos de vibrar com movimento de *bounce* e *pitch* de massa suspensa. Best utilizou um modelo computacional que representava os movimentos vertical, *roll* e *pitch* da massa suspensa e os movimento verticais da massa não suspensa. Esse é um dos raros trabalhos da literatura que apresenta resultados relativos ao fenômeno de filtro de entre eixos.

Sharp e Crolla (1987) apresentaram uma revisão de literatura sobre a utilização do modelo de ¼ de veículo para avaliação da suspensão com relação a conforto, redução da variação na força de contato e redução nos esforços transmitidos à carroçaria. Esse modelo proporciona uma boa representação dessas propriedades quando se tem condições de excitação simétricas entre os lados esquerdo e direito, suspensões longitudinalmente independentes e índice dinâmico igual a um. No entanto, o efeito de filtro de entre eixos não é representado por esse modelo.

Utilizou-se a PSD de deslocamento de um perfil de pista como fonte de excitação. Optou-se pelo modelo de Robson com duas inclinações distintas na faixa de 0.01 a 10 ciclos/m. No entanto, os autores ressaltaram que, para uma avaliação completa do sistema de suspensão seria necessária também a consideração de excitações transientes do tipo de buracos e lombadas, além de excitações regularmente espaçadas em função da forma construtiva (emendas em pontes ou blocos de cimento).

O filtro obtido pelos pneus, ao considerar uma região de contato de aproximadamente 25 cm de comprimento, também é esclarecido. No entanto, para as avaliações em questão, optou-se pela utilização de um único ponto de contato, pois para velocidades acima de 15 m/s, as ondas de 0.25 m de comprimento ou menores resultam em freqüências acima do limite considerado nesse estudo, 20 Hz.

Para uma determinada severidade de pista, o nível de conforto é melhorado ao reduzir a rigidez da suspensão primária. No entanto, para determinado valor de rigidez, o amortecimento para melhor conforto é menor do que o necessário para minimizar a variação de força normal. Portanto, ao reduzir a rigidez, a diferença entre o valor ótimo de amortecimento para conforto e para variação de força normal irá aumentar.

Além das discussões apresentadas existem as restrições quanto ao espaço de trabalho. Se os parâmetros da suspensão forem definidos para uma pista de boa qualidade, essa pode apresentar problemas de espaço de trabalho para pistas ruins. A linearidade considerada nos cálculos não representa adequadamente as condições de ocorrência de batentes, perda de contato entre pneu e pavimento e as características não lineares de molas e amortecedores. Mesmo para pistas de boa qualidade, a melhor configuração para conforto pode apresentar as seguintes desvantagens: rigidez insuficiente para todas as condições de carga, rolamento excessivo em curvas e prejuízos na dirigibilidade.

Hrovat (1988) utilizou um modelo 2 GL (meio veículo) para avaliar a influência da massa não suspensa e do amortecimento da suspensão primária no conforto e no contato pneu pavimento. Utilizou-se uma descrição de pista como ruído branco na sua PSD de velocidade, multiplicada pela velocidade do veículo, para a obtenção da entrada do modelo.

A rigidez vertical do pneu e da mola primária, bem como o valor da massa suspensa, foram parâmetros mantidos constantes. O valor da massa não suspensa e o coeficiente de amortecimento foram variados verificando-se suas influências no valor RMS de aceleração da massa suspensa e no deslocamento relativo entre eixo e pista.

Hrovat conclui que fatores de amortecimento entre 0.2 e 0.4, para o modo de vibrar com movimento predominante de massa suspensa, proporcionam os melhores resultados para os dois critérios, conforto e contato pneu pavimento. Ao manter constante o fator de amortecimento, pouca melhoria é obtida no conforto ao reduzir o valor da massa não

suspensa. No entanto, para menores valores de massa não suspensa menores valores de fator de amortecimento são necessários para garantir o contato. E, ao reduzir o fator de amortecimento obtém-se melhoria no conforto.

Em 1991, um estudo realizado no Japão entre a ISUZU e a NHK visou o entendimento das propriedades de feixes de molas que influenciam em seu ciclo de histerese. O objetivo principal foi a identificação das características que influenciam na rigidez efetiva do feixe quando sujeito a excitações de pequena amplitude. Nesse trabalho o valor da rigidez efetiva foi descrito como a inclinação da zona de transição do ciclo de histerese. Utilizando-se feixes trapezoidais com lâminas de mesmo comprimento e contato apenas nas extremidades, foram apresentados resultados de rigidez efetiva 4 vezes maior que a rigidez nominal do feixe.

A maior contribuição desse trabalho foi a descoberta de que o valor de rigidez efetiva depende da deformação elástica em regiões próximas ao contato entre as lâminas e não de pequenos escorregamentos entre as lâminas.

Para se chegar a esse resultado foram realizados testes em laboratório com medições da curva de força por deslocamento e de valores de deformação ao longo das faces superior e inferior das lâminas.

Esse trabalho apresentou também uma descrição sobre quais tipos de olhais para as extremidades da mola e quais formas construtivas próximas à região de contato propiciam redução no valor de rigidez efetiva do feixe, mesmo sem a eliminação do contato metal-metal. Os feixes testados em laboratório foram implementados em veículo para avaliações de conforto. Comprovou-se que menores valores de rigidez efetiva proporcionavam menores amplitudes na PSD de aceleração da massa suspensa.

Sharp e Pilbeam (1993) apresentaram um estudo sobre a resposta da massa suspensa de um veículo, com base em um modelo computacional plano de 4 GL com os movimentos de *bounce* e *pitch* da massa suspensa e os movimentos verticais dos eixos. As métricas utilizadas para avaliação foram o deslocamento angular de *pitch* e os valores de aceleração vertical no CG da massa suspensa.

Tomando-se uma configuração de veículo com índice dinâmico igual à unidade e freqüências básicas e fatores de amortecimento iguais nas regiões dianteira e traseira,

chegou-se as seguintes conclusões, com base nos valores de amplitude de funções de transferência:

1- Para velocidades superiores a 10 m/s ter ($r > 1$) reduz a resposta em *pitch* com pequeno compromisso da resposta de *bounce* no CG ($r =$ razão entre freqüências básicas traseira e dianteira).

2- Para velocidades inferiores a 10 m/s a resposta de *bounce* no CG melhora para ($r > 1$) existindo pequena deterioração da resposta de *pitch*.

3- Realizando-se simulações para diversas velocidades do veículo e alterando-se o valor do momento de inércia de massa, Iyy, constatou-se que valores de r entre 1.1 e 1.25 proporcionam as menores amplitudes de resposta de *pitch* da massa suspensa.

Para resposta transiente ao passar por uma onda cossenoidal de duração igual a 0.5 s, visando excitação dos modos de vibrar de massa suspensa, verificou-se que a troca dos amortecedores lineares por bilineares, com $C_{tração} = 3.C_{compressão}$, praticamente não altera o comportamento de resposta da massa suspensa.

Os autores enfatizaram, no entanto, que não é o deslocamento angular em *pitch* o responsável pelo desconforto sentido pelo ser humano, mas sim as amplitudes de oscilação longitudinal resultantes na localização do motorista quando esse encontra-se em uma posição elevada no veículo.

Em 1996 foi apresentado um trabalho realizado em conjunto pela Ford Motor Company, Ohio Sate University e S.E.A. sobre a construção de um dispositivo para determinação das propriedades de inércia das massas suspensa e não suspensa de um veículo. A motivação para esse desenvolvimento foi a necessidade dessas informações para a realização de simulações na área de dinâmica de veículos. Um dos grandes benefícios desse novo dispositivo foi a possibilidade de determinação dessas propriedades sem desmontar o veículo. Os resultados obtidos foram os valores de massa, localização do CG, momentos e produtos de inércia. Eram necessária medições para várias atitudes de suspensão. Os resultados apresentaram maior precisão para as propriedades de massa suspensa.

Um trabalho realizado em conjunto entre a Chrysler, a Ricardo Inc. e a Defiance Testing and Engineering Services foi apresentado em 1998 sobre o fenômeno de *aftershake* de uma *pickup*.

Verificaram-se experimentalmente componentes significativas de vibração lateral e vertical no trilho do banco ao passar por excitações do tipo *pothole* de baixa severidade. Utilizou-se o software ADAMS como ferramenta de CAE para auxilio no entendimento do fenômeno e busca de propostas de melhoria. O modelo do veículo incluiu as suspensões primárias, o motor e a cabina sobre seus coxins. Através do modelo foi possível a identificação de vários modos de vibrar, na faixa de freqüência entre 8 e 15 Hz, que apresentavam movimentos de cabina, motor e eixos.

Várias propostas de alteração da coxinização do motor e da suspensão da cabina foram avaliadas, resultando em melhoria nas amplitudes de vibração tanto no modelo computacional quanto nos resultados de experimentais. Sugeriu-se que trabalhos futuros para avaliações de *aftershake* deveriam representar também os efeitos de flexibilidade do chassi e da cabina.

Ledesma (2002) realizou um comparativo entre 3 tipos de suspensões de carretas com relação ao *ride*. A principal diferença entre as suspensões eram relativas ao elemento elástico na vertical, descritas abaixo:

1) Suspensão com feixe de molas de diversas lâminas;

2) Suspensão com mola de lâmina única;

3) Suspensão pneumática.

O comparativo foi realizado através de ferramentas de simulação computacional utilizando-se o software ADAMS. Como fonte de excitação utilizou-se um perfil de pista e uma excitação singular "*discrete bump*". As respectivas métricas para avaliação do *ride* foram valores RMS e valores de pico de aceleração vertical em pontos da massa suspensa. Os resultados mostraram que a suspensão de lâmina única apresentou melhor conforto do que a suspensão com feixe de várias lâminas. A suspensão pneumática propicionou o melhor *ride* quando comparada com as demais.

Perseguim, Peres e Fernandes (2003) realizaram avaliações de *ride* de um veículo *pickup* utilizando simulação computacional, medições experimentais e avaliações subjetivas. O modelo computacional em ADAMS representou as suspensões primárias, as coxinizações de motor e de cabina e a flexibilidade do chassi. Foram eleboradas várias propostas de alterações na suspensão primária do veículo visando reduzir as freqüências e fatores de amortecimento dos modos de massa suspensa. O trabalho também avaliou as caracteríticas não lineares dos batentes de fim de curso da suspensão primária. Como resultado obteve-se melhoria significativa no nível de conforto do veículo tanto objetiva como subjetivamente.

Ahmadian (2003) da Virginia Tech apresentou os benefícios do uso de ensaios de veículo completo em laboratório para avaliação da dinâmica veicular relativa ao *ride*. Atuadores hidráulicos foram fixados aos eixos para sustentar um veículo comercial pesado do tipo cavalo. Através da aplicação de sinais senoidais entre as freqüências de 0.5 e 16.5 Hz foi possível a identificação dos modos de vibrar de massa suspensa, flexão vertical do chassi e vertical de cabina. No entanto, a identificação dos modos de vibrar de massa não suspensa não foi possível devido à fixação dos atuadores direto aos eixo, sustentando o veículo sem os pneus. Segundo Ahmadian, os testes em laboratório possibilitam alto grau de repetibilidade e fornecem informações importantes sobre quais elementos do veículo tem maior influência na reposta desejada, de tal forma que a quantidade de testes em pista podem ser reduzidos.

Perseguim e Knoll (2004), apresentaram resultados de simulação computacional e de medições experimetais sobre o fenômeno "*boulevard jerk*" para um veículo cavalo carreta. Verificou-se travamento dos feixes de mola do cavalo durante a passagem por pistas de boa qualidade, elevando significativamente a freqüência do modo de vibrar com movimento predominante de *pitch* do cavalo e reduzindo seu fator de amortecimento. Esse fato deteriorou as amplitudes de aceleração vertical na cabina. Uma alternativa proposta para melhoria do nível de conforto do veículo, em pistas de boa qualidade, foi a substituição dos feixes de molas trapezoidais por feixes parabólicos. Essa alteração resultou em redução significativa nas amplitudes de aceleração impostas aos ocupantes do veículo.

2.8 Conclusões

Com base na revisão de literatura apresentada nesse capítulo, verifica-se que:

1) Nos veículos atuais a suspensão sustenta toda massa suspensa do veículo. No entanto, o termo "suspensão" surgiu em uma época na qual as carruagens eram literalmente suspensas por molas que fixadas ao teto da estrutura desses veículos.

2) Apesar da busca por conforto ser antiga (as carruagens puxadas por cavalos já possuíam molas para filtrar parte das excitações de pista), somente no início do século XX, entre 1900 e 1910, surgiram os primeiros trabalhos que utilizaram equacionamento matemático para avaliação do conforto em um veículo.

3) Com base nos resultados de trabalhos de conforto na área veicular e nos resultados de testes específicos para avaliação de conforto, realizados com seres humanos, pode-se concluir que a grandeza aceleração é a mais adequada para quantificação do conforto. No caso do conforto de veículos a aceleração pode ser verificada na interface entre banco e motorista, para uma quantificação mais precisa da tolerância de exposição, ou em pontos da própria massa suspensa, para uma avaliação comparativa entre diferentes parâmetros da suspensão do veículo.

4) A teoria de vibrações mecânicas foi amplamente utilizada no desenvolvimento da teoria relativa ao *ride* de veículos.

5) Durante o século XX ocorreu um processo crescente de entendimento da dinâmica vertical do veículo e sua influência no *ride*. Esse processo foi acompanhado de perto pelo aumento da complexidade de modelos matemáticos para representação das diversas características do veículo relativas ao *ride*. Os primeiros trabalhos utilizaram modelos de 1 GL para avaliar a influência da mola na resposta de aceleração do veículo. Atualmente são utilizados modelos que representam as características de flexibilidade do chassi e outros componentes, além de efeitos não lineares das suspensões.

   No entanto, verifica-se que alguns conceitos básicos e fundamentais para o entendimento da influência da dinâmica do veículo no *ride* foram deixados de lado. Esse "esquecimento" deve-se em parte pela atual facilidade de elaboração de modelos complexos e da busca rápida por conhecimento de fenômenos associados à

flexibilidade da estrutura e aos efeitos não lineares das suspensões. Por esses motivos, alguns fenômenos como, por exemplo, o “filtro de entre eixos”, foram pouco explorados na literatura.