



ESTUDO COMPARATIVO DA ESTABILIDADE DIRECIONAL DE DUAS COMBINAÇÕES VEICULARES TIPO CAVALO SEMI-REBOQUE

Eng., MSc. Juan Carlos Horta Gutiérrez

Prof., Dr. Antônio Carlos Canale

Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, Depto. de Engenharia Mecânica. Av. Dr. Carlos Botelho 1465, São Carlos, SP, Brasil. CEP: 13560-250.

Telefone: (055) 016-2739396. Fax: (055) 016-2739402.

E-mail: gutierrez@sc.usp.br ; canale@sc.usp.br

Resumo. *Estudo da estabilidade direcional de duas combinações veiculares tipo cavalo semi-reboque utilizando a técnica de balanceamento estático. É mostrada a área dentro da qual o centro de gravidade (c.g.) de cada unidade veicular poderia situar-se respeitando os limites de carregamento que o fabricante e a legislação impõem. Cada posição do c.g. é considerada como uma das formas possíveis de carregamento do veículo por parte do usuário. Para algumas das principais posições do centro de gravidade obtêm-se as curvas que representam os movimentos de resposta característicos da combinação (com os seus fatores de amortecimento) perante uma perturbação externa. O procedimento permite a comparação dos veículos com relação ao seu desempenho dinâmico na estabilidade visando dar uma resposta fundamentada à polemica existente no Brasil sobre qual das duas combinações veiculares é mais estável e segura: o cavalo de dois eixos com um semi-reboque de três eixos ou o cavalo de três eixos com um semi-reboque de dois eixos. O estudo permite mostrar que a primeira combinação, sendo a configuração mais utilizada no Brasil, é menos estável, e que seu amplo uso está dado por razões principalmente econômicas e não técnicas. Pretende-se com o estudo indicar vias para a elevação da segurança veicular nas estradas e para a utilização mais racional e segura do equipamento.*

Palavras-chave: *Veículos articulados, Cavalo semi-reboque, Dinâmica veicular, Estabilidade veicular, Veículos pesados.*

1. INTRODUÇÃO

O comportamento seguro dos veículos rodoviários depende em grande parte de suas características dinâmicas. Uma destas características é o desempenho na estabilidade direcional, entendida aqui como a resistência do veículo às mudanças na sua direção de movimento e ao escorregamento lateral perante perturbações externas.

Um veículo não estável exige do motorista a constante correção da direção do movimento, o que eleva a possibilidade de acidentes. Este fato torna-se mais grave quando se trata de veículos pesados, principalmente articulados. Os veículos articulados, pelas suas próprias características, encontram-se em situações de movimento instável ou de baixa

margem de estabilidade com mais facilidade que os veículos simples. Também é grande o número de acidentes rodoviários envolvendo este tipo de veículo.

No Brasil, onde o transporte de cargas pelo meio rodoviário predomina sobre os outros meios de transporte, os veículos pesados articulados tipo cavalo semi-reboque são muito utilizados. Sobretudo é amplamente usada a combinação veicular articulada composta por um cavalo de dois eixos e um semi-reboque de três eixos, diferentemente da Europa, por exemplo, onde é mais comum a utilização de uma combinação composta por um cavalo de três eixos e um semi-reboque de dois eixos. Provavelmente a primeira combinação tem amplo uso no Brasil pelo fato de que a legislação permite um limite de peso por eixo de 10 000 kg (98 100 N) quando o eixo traseiro do cavalo é simples, e de 8 500 kg (83385 N) quando o cavalo apresenta mais de um eixo traseiro. Isto permite a este tipo de veículo combinado, do ponto de vista legal, carregar um peso total maior. Contudo, o desempenho dinâmico na estabilidade desta combinação presume-se pior que o da combinação de cavalo de três eixos e semi-reboque de dois eixos pelo fato de que o semi-reboque de três eixos tem normalmente seus eixos deslocados para frente, o que diminui a distância entre a quinta roda e ditos eixos. Isto, como é conhecido, prejudica a estabilidade do veículo.

Demonstrar este fato, indicando vias para a elevação da segurança veicular nas estradas, para a utilização mais racional e segura do equipamento e para o aperfeiçoamento da legislação vigente, é o objetivo deste artigo. Para isto será utilizada a metodologia de estudo descrita abaixo, partindo da aplicação da técnica de balanceamento estático (passeio do centro de gravidade) das unidades veiculares (Canale, 1991; Fernandes, 1994 e Horta, 1999), que permite o estudo da estabilidade em qualquer condição operacional do veículo respeitando os limites de carregamento que o fabricante e a legislação impõem.

2. METODOLOGIA DO ESTUDO

A consideração analítica da estabilidade das combinações veiculares é desenvolvida baseando-se no modelo matemático linear simplificado desenvolvido por Jindra (1963), adaptado e modificado de acordo com as características dos veículos em estudo e as influências e efeitos a serem analisados. O modelo permite prever a resposta transitória do veículo perante uma perturbação externa (rajada de vento, irregularidade do pavimento, etc.), dando informação sobre o modo dessa resposta e o potencial de retorno do veículo à condição inicial. Os modelos tem três graus de liberdade : escorregamento lateral do cavalo, guinada do cavalo e ângulo de guinada do semi-reboque, o que considera-se adequado e suficiente para se atingir os objetivos da pesquisa.

Varias simplificações e hipóteses são adotadas para viabilizar o estudo como são as de massa constante e corpo rígido da unidade veicular. A suspensão é considerada como rígida e com sua massa concentrada no centro de gravidade do veículo. É aceita a hipótese das pequenas perturbações que permite a linearização das equações, assim como a abordagem quase-estática para o estudo da resposta transitória depois de acontecer a perturbação externa.

O movimento do veículo é assumido na condição inicial de movimento curvilíneo ou retilíneo em regime permanente. As equações do movimento das unidades veiculares, nas direções correspondentes aos graus de liberdade do modelo, são escritas, no caso do cavalo, como a soma das forças laterais e os momentos de guinada ao redor do centro de massa (c.g.) dessa unidade veicular, e no caso do semi-reboque através do balanço de forças e momentos que deve existir durante os movimentos em regime permanente, como mostrado por Horta (1999). Para incluir as forças nos pneumáticos nas equações do movimento é necessário primeiro calcular a carga vertical (peso dinâmico) em cada roda, o que dependerá das condições do movimento. O coeficiente de rigidez lateral do pneumático (“cornering stiffness”) pode ser achado pelas equações semi-empíricas desenvolvidas por Smiley e Horne

(ver Golang et al. 1961) e modificadas por Jindra (1963). Esta modelagem do pneumático é não linear e foi escolhida pela sua simplicidade. A força lateral $F\psi$ transmitida do pavimento ao pneumático pode então ser calculada como:

$$F\psi = N\psi \quad F\psi \leq \mu f P \quad (1)$$

onde N é o coeficiente de rigidez lateral do pneumático, P é a carga vertical sobre o pneu, ψ é o ângulo de escorregamento do pneu, e μf é o coeficiente de aderência lateral efetivo entre o pavimento e o pneumático.

Combinando as expressões para as forças nos pneus e os correspondentes ângulos de escorregamento, e introduzindo-as nas equações do movimento do veículo, podemos entrar na consideração analítica da estabilidade direcional da combinação veicular que inclui a obtenção da solução complementar das equações do movimento. A equação característica obtida através desta solução complementar tem, para este tipo de combinação veicular articulada, a forma de um polinômio de ordem quatro como mostrado na Eq. (2).

$$K_4(V\lambda)^4 + K_3(V\lambda)^3 + K_2(V\lambda)^2 + K_1(V\lambda) + K_0 = 0 \quad (2)$$

onde os coeficientes do polinômio característico (K_4, K_3, K_2, K_1, K_0) da equação anterior, podem ser calculados pelas equações (15), (16), (23) e (22) de Jindra (1963).

Desde que todos os coeficientes acima sejam números reais, será possível achar as raízes (λ) da equação característica, que para este caso serão quatro valores que determinam a natureza da solução final e darão toda a informação sobre o comportamento do veículo combinado após cessar a perturbação externa.

As raízes (λ) podem ser números reais e/ou pares complexos conjugados. Se λ é um número real o movimento correspondente será aperiódico, convergente se λ é negativo, divergente se λ é positivo. Se alguma das formas de λ é um par complexo, o movimento será oscilatório, amortecido se a parte real de λ é negativa, não amortecido se a parte real de λ é positiva. Portanto, a condição para considerar o veículo dinamicamente estável será aquela quando as raízes reais sejam negativas e quando o par complexo tenha a parte real negativa. Também são calculados os fatores de amortecimento e a frequência amortecida correspondentes a cada movimento característico do veículo. Como a parte real das raízes do polinômio representa o fator de amortecimento associado com a atenuação da amplitude (ζ), e a parte imaginária é a frequência amortecida da oscilação (ω), podemos achar as taxas de amortecimento de acordo com a seguinte equação:

$$\zeta = 1 / (1 + (\omega / \xi^2))^2)^{1/2} \quad (3)$$

Considerando as taxas de amortecimento (ζ) como medida da margem de estabilidade do veículo, são adotados, como os valores mais desejáveis de ζ , os que ficam definidos no intervalo $0,5 \leq \zeta \leq 0,8$, onde é observado o menor tempo de resposta ante uma perturbação.

2.1 Características principais dos veículos em estudo

Para o estudo comparativo utiliza-se um veículo combinado cavalo semi-reboque composto por um cavalo LS 1941 da Mercedes Benz do Brasil e um semi-reboque FNV – CARGA SECA da FNV. Esta combinação veicular foi modificada colocando um segundo eixo traseiro no cavalo e subtraindo um eixo do semi-reboque. Esta modificação conservou a geometria original das unidades veiculares e introduz algumas modificações no peso. As

principais características destas duas combinações veiculares são mostradas nas Fig. 1 e 2 e na Tabela 1.

Tabela 1. Características principais dos veículos combinados real e modificado

| Características | CVR | SRR | CVM | SRM |
|--|--------------------------|---------------------------|--------------------------|---------------------------|
| Número de eixos | 2 | 3 | 3 | 2 |
| Número de rodas por eixo traseiro | 4 | 4 | 4 | 4 |
| Distância entre eixos | 4,60 m | 1,245 m | 4,6 m | 1,245 m |
| Bitola traseira | 1,80 m | 2,00 m | 1,80 m | 2,00 m |
| Distância entre o eixo frontal e o c.g. | 1,93 m | | 1,877 m | |
| Altura do centro de gravidade acima do solo | 0,95 m | 1,40 m | 0,903 m | 1,535 m |
| Distância entre a quinta roda e o eixo tras. | 0,66 m | | 0,66 m | |
| Distância entre a quinta roda e o c.g. | 2,01 m | 6,133 m | 2,063 m | 5,995 m |
| Distância dos eixos do semi-reboque ao c.g. | | 0,867 m | | 1,005 m |
| Peso vazio | 73771 N | 71368 N | 83552 N | 61537 N |
| Peso bruto total | 156906 N | 333344 N | 225553 N | 308664 N |
| Momento de inércia (guinada) | 24983 N·m·s ² | 196648 N·m·s ² | 28305 N·m·s ² | 182142 N·m·s ² |
| Raio dinâmico das rodas nos eixos | 0,55 m | 0,55 m | 0,55 m | 0,55 m |

Obs: CVR, CVM – cavalo real e modificado respectivamente; SRR, SRM – semi-reboque real e modificado respectivamente; c.g. – centro de gravidade; tras. - traseiro.

A distância entre eixos para o CVM é medida até o ponto médio entre os dois eixos traseiros.

A distância entre os eixos do semi-reboque e a quinta roda é medida para o SRR partindo do segundo eixo, e para o SRM partindo do ponto médio entre os dois eixos.

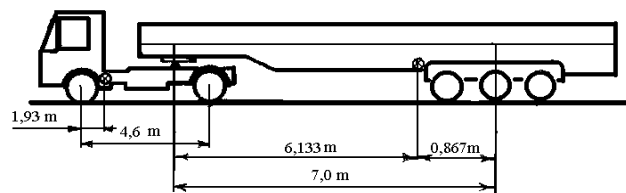


Figura 1 - Veículo real com as posições do centro de gravidade longitudinal para o veículo real vazio.

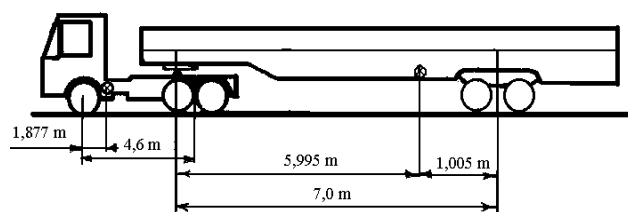


Figura 2 - Veículo modificado com as posições do centro de gravidade longitudinal para o veículo vazio.

2.2 Posicionamento do centro de gravidade

O estudo de estabilidade pode ser feito com o centro de gravidade em posição fixa ou com a aplicação da técnica do passeio do centro de gravidade (c.g.). O passeio do c.g. permite obter as diversas posições que o c.g. pode ocupar dentro dos limites de carregamento que a legislação vigente e o fabricante do veículo impõem. O passeio do c.g. pode ser determinado tanto para o cavalo como para o semi-reboque nas direções longitudinal, transversal e vertical. O passeio do c.g. para a combinação real pode ser visto em Fernandes (1994); para a

combinação modificada em Horta (1999). Aqui mostra-se o gráfico do passeio do c.g. longitudinal para os semi-reboques real e modificado nas Fig. 3 e 4 respectivamente. O passeio do c.g. dos semi-reboques na direção vertical foi calculado como podendo variar entre 1,4 m e 2,7 m para o semi-reboque real, e entre 1,5 m e 2,8 m para o semi-reboque modificado. A área fechada delimitada pelas curvas nas Figuras 3 e 4 representa a área dentro da qual o c.g. do veículo pode ocupar qualquer posição em dependência do carregamento e dentro dos limites estabelecidos pela legislação e o fabricante. Em Horta (1999) mostra-se que dentro desta área as posições mais para trás e as mais altas são as que apresentam maiores variações dos parâmetros de estabilidade. Por este motivo, para o estudo comparativo serão consideradas só as posições do c.g. mais extremas (para atrás, para cima e para abaixo (posição sem carregamento)) dentro da área do passeio do c.g. dos semi-reboques.

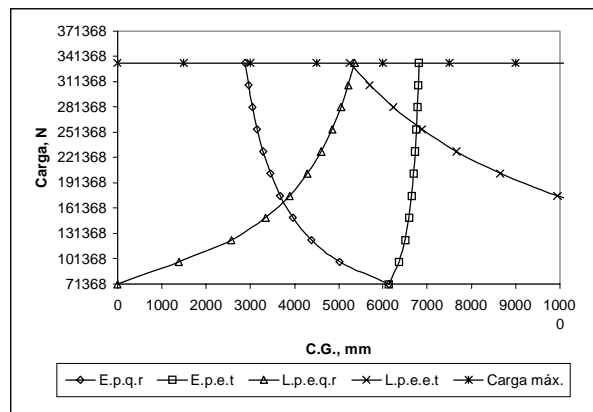


Figura 3 - Passeio do c.g. longitudinal do semi-reboque real.

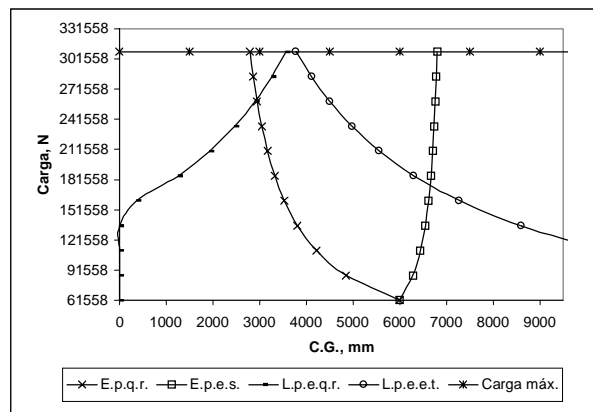


Figura 4 - Passeio do c.g. longitudinal do semi-reboque modificado.

3. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Nas Fig. 5 e 6 é mostrada a resposta dos veículos combinados perante uma pequena perturbação externa, durante um movimento reto, na condição sem carregamento e com a posição do c.g. como mostrada nas Fig. 1 e 2. Pode ser visto que a resposta do veículo real (VR) até aproximadamente 35 km/h será a soma de 4 movimentos exponenciais convergentes e a partir desta velocidade será a soma de dois movimentos oscilatórios amortecidos. O veículo modificado (VM) terá uma resposta constituída pela soma de 4 movimentos exponenciais convergentes até 30 km/h aproximadamente; entre 30 e 35 km/h será o soma de

dois movimentos exponenciais convergentes e um movimento oscilatório amortecido; e a partir de 35 km/h será a soma de dois movimentos oscilatórios amortecidos. As taxas de amortecimento para o VR e o VM associadas aos movimentos do semi-reboque (SR) (taxas Z3 e Z4) são similares e chegam a ser baixas a partir de 110 km/h aproximadamente. As taxas associadas aos movimentos do cavalo (CV) (taxas Z1 e Z2) são um pouco diferentes para o VR e o VM, sendo que para o VR são altas até 110 km/h, e para o VM são altas até 85 km/h. Assim, o VM apresenta no intervalo de velocidades entre 85 e 110 km/h taxas de amortecimento mais desejáveis que o VR, sendo as velocidades dentro deste intervalo velocidades comuns nas estradas. Diferentemente o VR sempre apresenta nesta condição de movimento taxas baixas ou altas associadas a uma ou outra unidade veicular. O movimento na curva de raio de 250 m apresenta características da resposta muito similares às explicadas anteriormente, sendo que o veículo terá uma velocidade de tombamento para o VR de 80 km/h e para o VM de 77 km/h. Isto é devido à pequena diferença na altura do c.g. entre ambos veículos. Assim, na curva os veículos tombarão antes de apresentar taxas de amortecimento baixas associadas com o SR e antes de que diminuam as altas taxas associadas com os movimentos do cavalo. Aqui não serão apresentados os resultados para o veículo na curva na condição anterior.

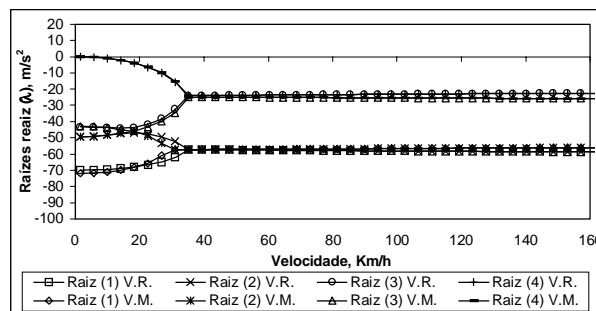


Figura 5 – Raízes reais para o movimento dos veículos na reta e vazio.

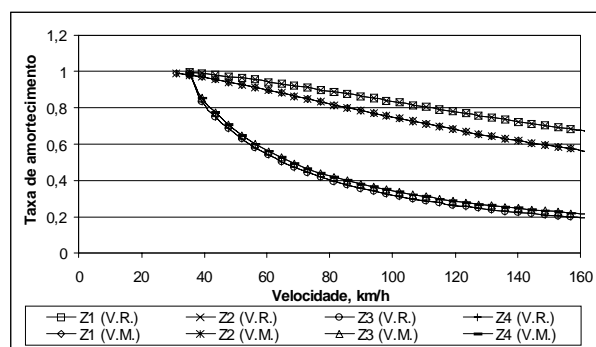


Figura 6 – Taxas de amortecimento para o movimento dos veículos na reta e vazio.

Nas Fig. 7 e 8 mostram-se os resultados para os veículos com o c.g. do semi-reboque em posição de carregamento máximo de acordo com o passeio do c.g. O c.g. do SR do VR e do VM estará situado a 5,34 m e a 3,7 m respectivamente no plano longitudinal partindo da quinta roda, e a uma altura de 2,7 m e de 2,5 m respectivamente no plano vertical. Pode ser visto que a resposta do VR até aproximadamente 40 km/h será a soma de 4 movimentos exponenciais convergentes, e a partir desta velocidade, e até 55 km/h será a soma de dois movimentos exponenciais convergentes e um movimento oscilatório amortecido. De 55 km/h em diante será a soma de dois movimentos oscilatórios amortecidos. O VM responderá com

a soma de 4 movimentos exponenciais convergentes até 25 km/h aproximadamente; entre 25 e 45 km/h será o soma de dois movimentos exponenciais convergentes e um movimento oscilatório amortecido; e a partir de 45 km/h será soma de dois movimentos oscilatórios amortecidos. As taxas de amortecimento para o VR são muito altas para Z1 e Z2 e muito baixas para Z3 e Z4 a partir de 140 km/h. Para o VM isto acontecerá a partir de 170 km/h.

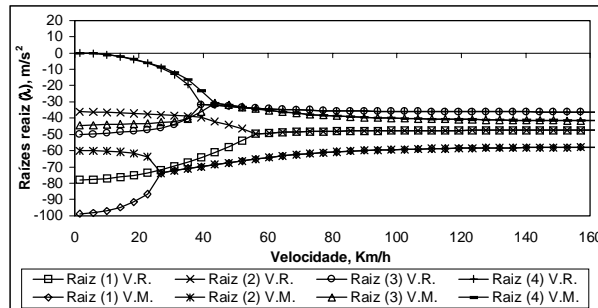


Figura 7 – Raízes reais para o movimento dos veículos na reta com carregamento máximo.

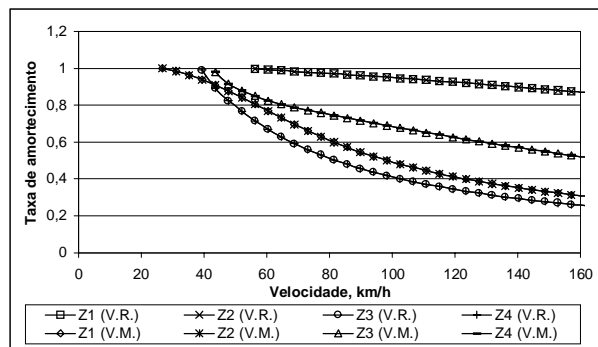


Figura 8 – Taxas de amortecimento para o movimento dos veículos na reta com carregamento máximo.

Para esta mesma condição de movimento mas em trajetória curvilínea (raio de curva 250 m) teremos que os movimentos oscilatórios do VR começarão a 60 km/h, e no VM a 40 km/h aproximadamente. As taxas de amortecimento, mostradas na Fig. 9, serão altas para o CV do VR na proximidade da velocidade de tombamento (neste caso 110 km/h), e serão boas tanto para o CV como para o SR do VM antes do tombamento (a 109 km/h para este veículo).

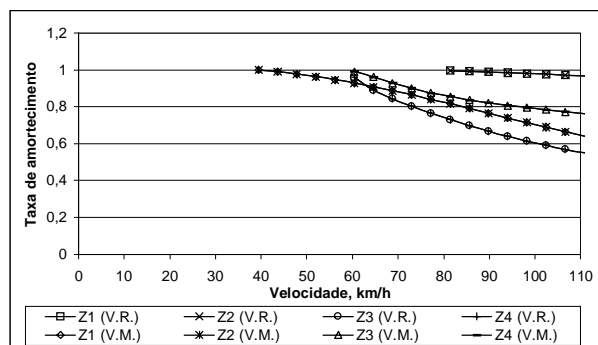


Figura 9 – Taxas de amortecimento para o movimento dos veículos na curva de raio 250 m com carregamento máximo.

Nas Fig. 10 e 11 mostram-se os resultados para os veículos com o c.g. do SR na posição mais próxima dos eixos dele (posição mais para trás dentro da área do passeio do c.g. do SR) que corresponde a um valor de carregamento médio. O c.g. do SR do VR e do VM estará situado a 6,75 m e a 6,61 m respectivamente no plano longitudinal partindo da quinta roda, e a uma altura de 2,23 m e de 1,92 m respectivamente no plano vertical.

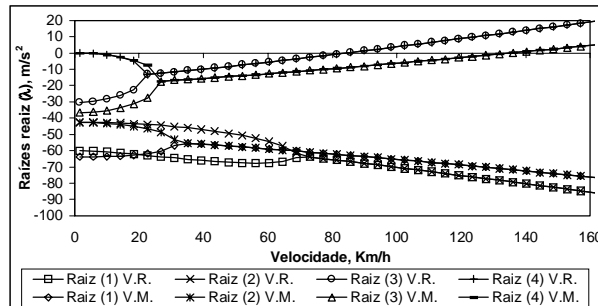


Figura 10 – Raízes reais para o movimento dos veículos na reta com o c.g. do SR na posição mais para trás dentro da área do passeio do c.g..

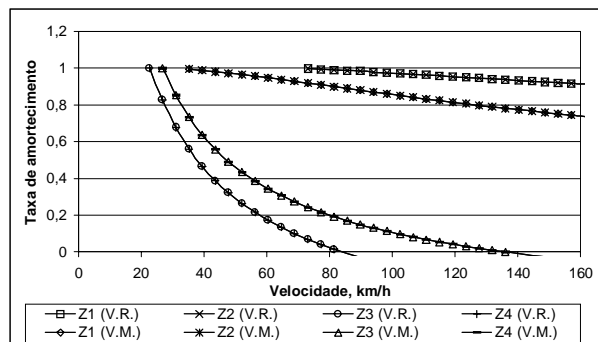


Figura 11 – Taxas de amortecimento para o movimento dos veículos na reta com o c.g. do SR na posição mais para trás dentro da área do passeio do c.g..

É evidente que nesta posição do c.g. o desempenho dos veículos na estabilidade é prejudicado. Assim temos, das Fig. 9 e 10 que a resposta do VR até aproximadamente 27 km/h será a soma de 4 movimentos exponenciais convergentes, e a partir desta velocidade, e até 73 km/h será a soma de dois movimentos exponenciais convergentes associados ao CV e um movimento oscilatório amortecido associado ao SR. De 73 km/h e até 80 km/h será a soma de dois movimentos oscilatórios amortecidos. De 80 km/h em diante surge um movimento oscilatório não amortecido associado ao SR que coloca o veículo em condição instável. O VM responderá com a soma de 4 movimentos exponenciais convergentes até 30 km/h aproximadamente, entre 30 e 130 km/h será o soma de dois movimentos oscilatórios amortecidos, e a partir de 130 km/h surge um movimento oscilatório não amortecido associado ao SR que é um movimento instável. As taxas de amortecimento são muito baixas para o SR e muito altas para o CV do VR a partir de 50 km/h, e já a partir de 80 km/h surgem taxas de amortecimento negativas. Para o VM as taxas de amortecimento são muito baixas para o SR e muito altas para o CV do VR a partir de 65 km/h, e o amortecimento negativo surge só a partir de 130 km/h. Assim o desempenho do VM mostra-se superior ao do VR também nesta condição de movimento. Na curva de raio 250 m o comportamento do veículo é bem parecido com o comportamento na reta, como mostra-se na Fig, 12, só que aqui o VR mostrará um movimento de resposta oscilatório não amortecido no intervalo entre 80 e 113

km/h (velocidade de tombamento) que significa que o VR antes de tombar virará instável. Para o VM o movimento de resposta oscilatório não amortecido surge a partir de 120 km/h, praticamente quando já vai a acontecer o tombamento (à velocidade de 124 km/h). Deste modo, também na curva o desempenho do VM é superior ao desempenho do VR.

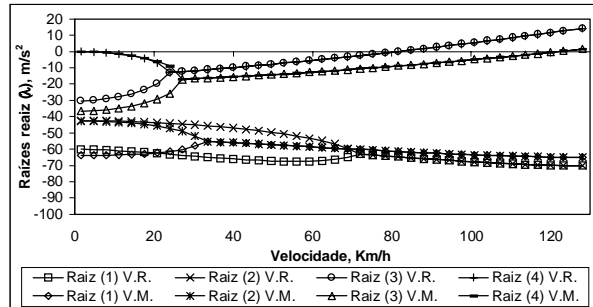


Figura 12 – Raízes reais para o movimento dos veículos na curva com o c.g. do SR na posição mais para atrás dentro da área do passeio do c.g..

4. CONCLUSÕES

Podemos concluir que em quase todas as condições de movimento o veículo modificado tem melhor desempenho na estabilidade direcional que o veículo real. Isto é fortemente influenciado pelas próprias características do passeio do c.g. do VM que apresenta uma área mais ampla, possibilitando colocar a carga máxima em mais de uma posição (diferentemente do VR onde é uma posição única no plano longitudinal) e tem uma distribuição das posições do c.g. mais favorável de acordo com os resultados mostrados aqui: posições mais para trás a uma menor altura, posições mais para frente a maior altura, e as posições mais altas situadas mais para frente (sempre comparadas com o passeio do VR). O resultado anterior foi obtido sem deslocar mais para atrás os eixos do VM como é comum neste tipo de configuração veicular combinada, o que daria resultados ainda superiores quanto à estabilidade.

Viu-se que realmente o amplo uso do VR no Brasil é dado por considerações econômicas e legais e não por considerações técnicas. Considerando a tendência natural dos usuários do VR de colocar a carga para atrás no SR, com o objetivo de passar nas balanças de controle de peso por eixos situadas em algumas rodovias brasileiras para fiscalizar o cumprimento da Legislação Brasileira de Pesos e Dimensões (ver ESTUDOS (1996)), estes veículos podem estar sendo utilizados, geralmente, nas condições em que seu desempenho é pior (ver também os resultados do desempenho na freagem em Fernandes, 1994), o que é realmente preocupante em relação com a segurança de operação destes veículos. Dai considera-se necessária uma revisão da legislação vigente que incentiva o uso da combinação de cavalo de dois eixos e semi-reboque de três eixos por razões econômicas, assim como dar informações aos usuários com relação às formas de carregamento e velocidades de operação que propiciem o melhor desempenho dinâmico do veículo e seu uso mais seguro e eficiente.

Estudar a viabilidade do uso no Brasil da configuração de cavalo de três eixos e semi-reboque de dois eixos também seria oportuno e conveniente na atualidade. O melhor desempenho dinâmico desta combinação na maioria das condições de carregamento e velocidades de utilização (sobretudo no intervalo entre 80 e 110 km/h), e o menor dano que ela provoca sobre o pavimento, poderia compensar a elevação do custo de fabricação de um cavalo de três eixos.

REFERÊNCIAS

- CANALE, A.C., 1991, Estudo do desempenho de autoveículos rodoviários considerando o passeio do centro de gravidade e restrições impostas pelo binômio pneumático x pavimento, Tese (Doutorado), Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, São Paulo, Brasil.
- ESTUDOS técnicos NTC Bridgestone Firestone – lei da balança no Brasil e no mundo –1, 1996, Transporte Moderno, n. 378, ago, Suplemento.
- FERNANDES, D.L., 1994, Estudo da freagem de autoveículos rodoviários articulados pesados, Dissertação (Mestrado), Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, São Paulo, Brasil.
- GOLAND, M. & JINDRA, F., 1961, Car handling characteristics, Automobile Engineer, vol. 51, pp.296-302.
- HORTA, J. C., 1999, Estudo da estabilidade direcional de veículos combinados tipo cavalo semi-reboque, Tese (Doutorado), Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, São Paulo, Brasil.
- JINDRA, F., 1963, Tractor and semi-trailer handling, Automobile Engineer, vol. 53, n. 10, pp. 439-446.

Comparative study of the directional stability of two vehicle combinations truck semi-trailer type.

***Abstract.** Study of the directional stability of two vehicle combinations truck semi-trailer type using the “centre of gravity range” technique. It is shown the area within which the centre of gravity of each vehicle unit must be located in order to respect the limits of load that the manufacturer and the legislation impose. Each position of the c.g. is considered as one of the possible forms of loading the vehicle by the user. For some of the main positions of the centre of gravity curves are obtained that represent the characteristic response movements of the combination (with their damping ratio) in the face of an external interference. The procedure permits the comparison of vehicles in relation to their dynamic performance in stability with the objective of giving justified answer to the existent polemic in Brazil with reference to which of the two vehicle combinations is more stable and safe: the two axles tractor with a semi-trailer of three axles or the three axles tractor with a semi-trailer of two axles. The study shows that the first combination, being the configuration more used in Brazil, is less stable, and that their wide use is based on mainly economic rather than technical reasons. The study means to indicate ways to increase vehicular safety on the highways and make possible the most rational and safe use of the equipment.*

***Key words.** Articulated vehicles, Tractor semi-trailer, Vehicle dynamics, vehicle stability, Heavy vehicles.*