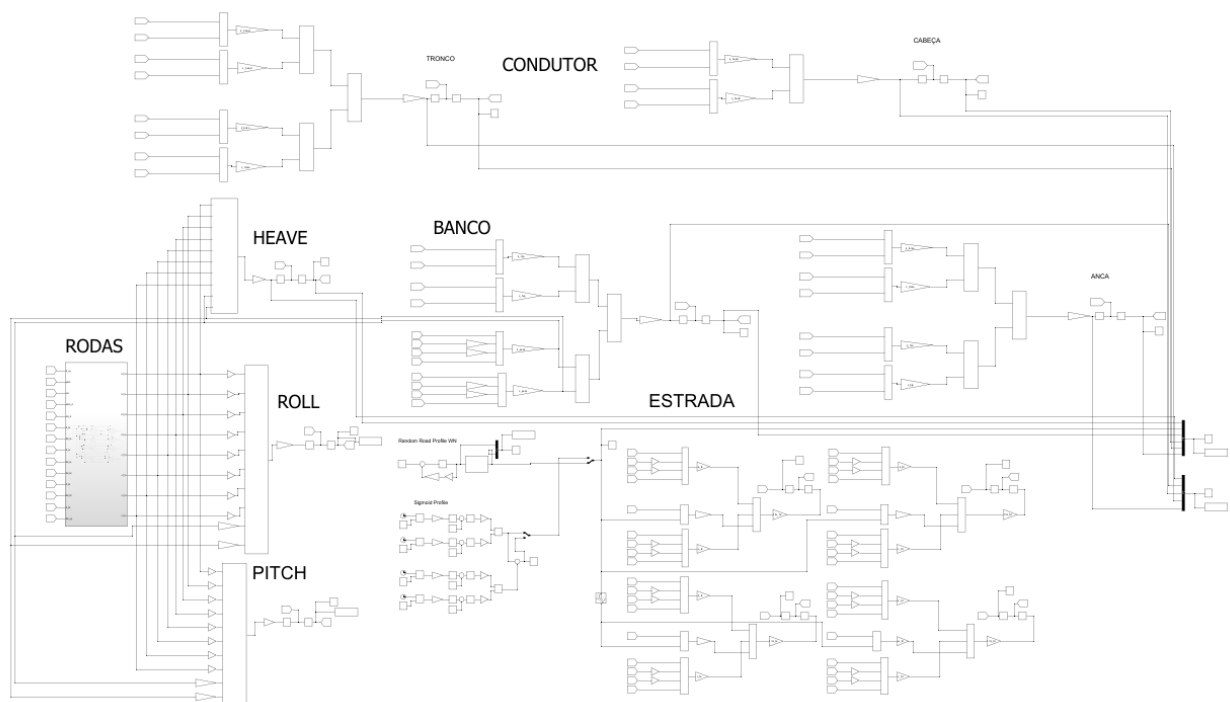


Análise dinâmica tridimensional do conforto de um veículo em estrada



Mestrado em Engenharia Automóvel

João Alberto Ferreira Teixeira

Leiria, setembro de 2025



Análise dinâmica tridimensional do conforto de um veículo em estrada

Mestrado em Engenharia Automóvel

João Alberto Ferreira Teixeira

Relatório de Projeto realizado sob a orientação do Professor Doutor Fernando Batista
e do Professor Olivier Gouveia.

Leiria, setembro de 2025

Originalidade e Direitos de Autor

O presente relatório de projeto é original, elaborado unicamente para este fim, tendo sido devidamente citados todos os autores cujos estudos e publicações contribuíram para o elaborar.

Reproduções parciais deste documento serão autorizadas na condição de que seja mencionado o Autor e feita referência ao ciclo de estudos no âmbito do qual o mesmo foi realizado, a saber, Curso de Mestrado em Engenharia Automóvel, no ano letivo 2024/2025, da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria, Portugal, e, bem assim, à data das provas públicas que visaram a avaliação destes trabalhos.

Dedicatória

Para o “Máquina”, Manuel Cardoso Ferreira, cuja memória continua a inspirar-me todos os dias.

Esta conquista é também tua.

Agradecimentos

A realização desta dissertação representou não apenas um desafio acadêmico, mas também um percurso pessoal de crescimento, superação e aprendizagem. Neste caminho, tive a sorte de contar com o apoio e incentivo de várias pessoas, às quais deixo aqui o meu mais sincero agradecimento.

Em primeiro lugar, agradeço profundamente aos meus orientadores, Professor Fernando Batista e Professor Olivier Gouveia, pelo acompanhamento dedicado, pela orientação rigorosa e pelo conhecimento compartilhado ao longo de todo o trabalho. A sua disponibilidade, exigência e motivação foram fundamentais para a concretização deste projeto.

Especialmente à minha família, agradeço por todo o apoio incondicional, paciência e carinho. Foram o meu porto seguro nos momentos mais exigentes deste percurso, e sem o vosso suporte, esta conquista não teria sido possível.

Aos meus amigos, agradeço pela companhia, pelas conversas que aliviaram a pressão e pelas palavras de encorajamento nos momentos certos. Foi essencial para manter o equilíbrio e a motivação ao longo desta jornada.

A todos, o meu sincero obrigado.

Resumo

O trabalho descrito neste relatório procura desenvolver uma ferramenta que tem como objetivo estudar o sistema de suspensão dos veículos automóvel, com foco na avaliação do conforto do ocupante e na influência de diferentes variáveis e fatores dinâmicos no mesmo. Para tal, recorreu-se a modelos implementados no *software* Matlab® em conjunto com a sua ferramenta Simulink® permitindo simular a resposta do sistema de suspensão do veículo em estudo.

Os ensaios computacionais foram realizados com variantes do modelo *Full Car Model*, diferenciados pela forma como o condutor é representado, e considerando três perfis de estrada: uma lomba, duas lombas e um perfil de estrada aleatório. Os resultados evidenciam diferenças significativas entre modelos simplificados e mais complexos. Verifica-se que o tipo de amortecimento do sistema de suspensão, a velocidade do veículo, a posição do banco do condutor e as características geométricas do veículo influenciam diretamente o conforto, destacando a importância de representar adequadamente o sistema e o condutor para avaliações consistentes conforme a Norma ISO 2631.

Palavras-chave: suspensão, conforto, modelação, dinâmica

Abstract

This report aims to develop a tool for the analysis of automotive suspension systems, focusing on occupant comfort evaluation and the influence of different variables and dynamic factors to its behaviour. For this purpose, models were implemented in Matlab® software together with its Simulink® toolbox, allowing the simulation of the suspension system response of the vehicle in question.

The computational simulations were carried out using variants of the Full Car Model, distinguished by the way the driver is represented, and considering three road profiles: a single bump, a double bump, and a random road profile. The results show significant differences between simplified and more complex models. It was also found that the type of suspension damping, vehicle speed, driver seat position, and vehicle geometric characteristics directly influence comfort, highlighting the importance of properly representing both the system and the driver for consistent evaluations in accordance with ISO 2631.

Keywords: suspension, comfort, modelling, dynamics

Índice

Originalidade e Direitos de Autor	iii
Dedicatória	iv
Agradecimentos	v
Resumo	vi
Abstract	vii
Lista de Figuras	x
Lista de tabelas	xiii
Lista de siglas e acrónimos	xiv
1. Introdução	1
2. Modelo Massa Mola Amortecedor	2
3. Modelação do sistema de suspensão do veículo – <i>Full Car Model</i>	4
4. Modelos de condutor em estudo	7
4.1. Modelo 1 – Uma massa (conjunto banco e condutor)	7
4.2. Modelo 2 – Duas massas separadas (banco e condutor)	8
4.3. Modelo 3 – Quatro massas separadas (banco, anca, tronco e cabeça do condutor)	10
5. Modelação da estrada	12
5.1. Perfil de estrada 1 – Uma lomba	12
5.2. Perfil de estrada 2 – Duas lombas	14
5.3. Perfil de estrada 3 – Perfil de estrada aleatório	15
6. Norma ISO 2631	17
6.1. ISO 2631-1	17
6.1.1. Filtro de frequência do Perfil de estrada 3	21
6.2. ISO 2631-5	22
7. Resultados	23
7.1. Veículo em estudo	24
7.1.1. Cenários de amortecimento	24

7.2. Implementação dos modelos de condutor em estudo	26
7.2.1. Definição da posição do banco	26
7.2.2. Definição dos parâmetros modelados.....	27
7.2.3. Alterações na dinâmica do veículo	31
7.3. Estudo 1	34
7.4. Estudo 2	35
7.5. Estudo 3	36
7.6. Estudo 4	37
7.7. Estudo 5	38
7.8. Estudo 6	39
7.9. Estudo 7	40
7.10. Estudo 8	43
7.11. Estudo 9	45
8. Conclusão	48
9. Trabalhos futuros	49
Bibliografia.....	50
Bibliografia de figuras.....	52
Glossário.....	53
Anexo A	54
Anexo B.....	56
Anexo C	58
Anexo D	62
Anexo E.....	66

Lista de figuras

Figura 1 - Modelo Massa Mola Amortecedor (Imagem adaptada de [1]).....	3
Figura 2 - Modelo <i>Full Car Model</i> (Imagem adaptada de [2])	4
Figura 3 – Representação do Modelo 1.....	7
Figura 4 - Representação do Modelo 2	8
Figura 5 – Representação do Modelo 3.....	10
Figura 6 - Perfil de estrada 1: Uma lomba	13
Figura 7 - Perfil de estrada 2: Duas lombas	14
Figura 8 – Esquema do perfil de estrada aleatório no Simulink®.....	16
Figura 9 – Perfil de estrada aleatório (Classe B).....	16
Figura 10 - Posições de estudo do conforto segundo a Norma ISO 2631-1 (Imagem retirada de [10]).....	18
Figura 11 - Exemplo de um acelerómetro montado no assento de um veículo (Imagem retirada de [11]).....	18
Figura 12 – Comparação entre Perfil de estrada 3 filtrado e não filtrado.....	21
Figura 13 – Esquema da posição do banco em relação ao CG do veículo	26
Figura 14 – Transformação do elemento do tronco do condutor	28
Figura 15 - Transformação dos elementos corporais do condutor numa massa única	29
Figura 16 - Transformação dos elementos do condutor e banco num só	30
Figura 17 – Posições do banco em estudo.....	40
Figura 18 – Efeitos do <i>Pitch</i> e <i>Roll</i> para a Posição 1, 2 e 3.....	42
Figura 19 – Resposta RSS em função da velocidade – A: Veículo 1; B: Veículo 3	46
Figura 20 – Valores de acelerações RMS ao longo do tempo (Modelo 1 – Amortecimento crítico).....	54
Figura 21 - Valores de acelerações RMS ao longo do tempo (Modelo 1 – Amortecimento baixo).....	55
Figura 22 - Valores de acelerações RMS ao longo do tempo (Modelo 1 – Amortecimento alto).....	55
Figura 23 - Valores de acelerações RMS ao longo do tempo (Modelo 2 – Amortecimento crítico)	56
Figura 24 - Valores de acelerações RMS ao longo do tempo (Modelo 2 – Amortecimento baixo).....	57
Figura 25 - Valores de acelerações RMS ao longo do tempo (Modelo 2 – Amortecimento alto).....	57
Figura 26 – Deslocamento vertical do veículo (Modelo 3 – Perfil de estrada 1)	58
Figura 27 - Deslocamento vertical do banco (Modelo 3 – Perfil de estrada 1).....	58

Figura 28 - Deslocamento vertical da anca (Modelo 3 – Perfil de estrada 1).....	59
Figura 29 - Deslocamento vertical do tronco (Modelo 3 – Perfil de estrada 1).....	59
Figura 30 - Deslocamento vertical da cabeça (Modelo 3 – Perfil de estrada 1)	60
Figura 31 – Aceleração vertical do tronco (Modelo 3 – Perfil de estrada 1 – Amortecimento crítico).....	60
Figura 32 - Aceleração vertical do tronco (Modelo 3 – Perfil de estrada 1 – Amortecimento baixo).....	61
Figura 33 - Aceleração vertical do tronco (Modelo 3 – Perfil de estrada 1 – Amortecimento alto).....	61
Figura 34 - Deslocamento vertical do veículo (Modelo 3 – Perfil de estrada 2)	62
Figura 35 - Deslocamento vertical do banco (Modelo 3 – Perfil de estrada 2)	62
Figura 36 - Deslocamento vertical da anca (Modelo 3 – Perfil de estrada 2).....	63
Figura 37 - Deslocamento vertical do tronco (Modelo 3 – Perfil de estrada 2).....	63
Figura 38 - Deslocamento vertical da cabeça (Modelo 3 – Perfil de estrada 2)	64
Figura 39 - Aceleração vertical do tronco (Modelo 3 – Perfil de estrada 2 – Amortecimento crítico).....	64
Figura 40 - Aceleração vertical do tronco (Modelo 3 – Perfil de estrada 2 – Amortecimento baixo).....	65
Figura 41 - Aceleração vertical do tronco (Modelo 3 – Perfil de estrada 2 – Amortecimento alto).....	65
Figura 42 - Valores de acelerações RSS ao longo do tempo (Modelo 3).....	66
Figura 43 - Valores de acelerações RSS ao longo do tempo (Modelo 3).....	67
Figura 44 - Valores de acelerações RSS ao longo do tempo (Modelo 3).....	67
Figura 45 - Valores de acelerações RMS ao longo do tempo (Modelo 3).....	68
Figura 46 - Valores de acelerações RMS ao longo do tempo (Modelo 3).....	68
Figura 47 - Valores de acelerações RMS ao longo do tempo (Modelo 3).....	69
Figura 48 - Deslocamento vertical do veículo (Modelo 3 – Perfil de estrada 3)	69
Figura 49 - Deslocamento vertical do banco (Modelo 3 – Perfil de estrada 3)	70
Figura 50 - Deslocamento vertical da anca (Modelo 3 – Perfil de estrada 3).....	70
Figura 51 - Deslocamento vertical do tronco (Modelo 3 – Perfil de estrada 3).....	71
Figura 52 - Deslocamento vertical da cabeça (Modelo 3 – Perfil de estrada 3)	71
Figura 53 - Aceleração vertical do veículo (Modelo 3 – Perfil de estrada 3)	72
Figura 54 - Aceleração vertical do banco (Modelo 3 – Perfil de estrada 3)	72
Figura 55 - Aceleração vertical da anca (Modelo 3 – Perfil de estrada 3).....	73
Figura 56 - Aceleração vertical do tronco (Modelo 3 – Perfil de estrada 3).....	73
Figura 57 - Aceleração vertical da cabeça (Modelo 3 – Perfil de estrada 3)	74

Lista de tabelas

Tabela 1 - Variáveis do sistema MMA.....	3
Tabela 2 - Variáveis do Modelo <i>Full Car Model</i>	5
Tabela 3 - Variáveis da massa adicional - Modelo 1.....	7
Tabela 4 - Variáveis das massas adicionais - Modelo 2	9
Tabela 5 - Variáveis da modelação do corpo do condutor - Modelo 3.....	11
Tabela 6 - Variáveis da equação do Perfil de Estrada 1	13
Tabela 7 – Variáveis presentes na equação geradora do perfil de estrada aleatório	15
Tabela 8 – Variáveis da equação de cálculo da densidade de potência espectral	15
Tabela 9 - Variáveis da equação da aceleração eficaz ponderada	19
Tabela 10 - Classificação de conforto segundo a Norma ISO 2631-1.....	20
Tabela 11 – Sumário das simulações realizadas.....	23
Tabela 12 – Características do veículo em estudo BMW E30 325i [6].....	24
Tabela 13 – Conjunto de variáveis dos modelos de condutor em estudo	30
Tabela 14 – Resultados das simulações ao Modelo 1 (Perfil de estrada 3)	34
Tabela 15 – Resultados das simulações ao Modelo 2 (Perfil de estrada 3)	35
Tabela 16 – Resultados das simulações ao Modelo 3 (Perfil de estrada 1)	36
Tabela 17 – Resultados das simulações ao Modelo 3 (Perfil de estrada 2)	37
Tabela 18 – Resultados das simulações ao Modelo 3 (Perfil de estrada 3)	38
Tabela 19 – Comparação de resultados entre Modelos	38
Tabela 20 – Comparação de resultados com velocidades diferentes	39
Tabela 21 – Posições do banco definidas para as simulações	40
Tabela 22 – Comparação de resultados para posições do banco diferentes.....	41
Tabela 23 – Variáveis definidas para o veículo 2 e 3	43
Tabela 24 – Valores definidos para as constantes de amortecimento dos veículos 2 e 3	43
Tabela 25 – Comparação de resultados com veículos diferentes.....	44
Tabela 26 – Resultados dos valores de RSS em função do tempo para os veículos 1 e 3	45

Lista de siglas e acrónimos

CG	Centro gravítico
DoF	<i>Degrees of Freedom</i>
ESTG	Escola Superior de Tecnologia e Gestão
FCM	<i>Full Car Model</i>
MMA	Massa Mola Amortecedor
PSD	<i>Power Spectrum Density</i>
RMS	<i>Root Mean Squared</i>
RSS	<i>Root Sum of Squares</i>

1. Introdução

O comportamento de um veículo deve ser sempre controlado, seguro, previsível e confortável. A otimização da dinâmica de um veículo é crucial e determinante para que o condutor responda eficazmente a imprevistos na estrada.

Interligado à dinâmica do veículo temos o conforto do mesmo. Relacionado com o bem-estar dos ocupantes do veículo, este campo está fortemente relacionado com o sistema de suspensão do mesmo.

Juntando estes dois fatores, deverá garantir-se uma manobrabilidade, estabilidade e segurança dos ocupantes do veículo, de forma que consiga circular confortavelmente em qualquer tipo de piso.

Neste projeto, iremos forçar-nos mais no campo do conforto dos ocupantes, estudando as formas mais eficazes de obter o mesmo de forma que os ocupantes do veículo não sofram lesões a longo prazo através das vibrações a que possam estar sujeitos devido a irregularidades no piso onde circulam.

Desta forma, o foco será simular um veículo de forma virtual com a ajuda de um *software* designado como MatLab® e a sua ferramenta SimuLink®. De seguida, da mesma forma, modelar o assento do veículo e também o seu ocupante, de forma que se possa fazer um estudo das consequências que estes sofrem conforme vários tipos de solicitações impostas aos mesmos. Desta maneira, será possível obter resultados concretos, o mais aproximado possível da realidade.

2. Modelo Massa Mola Amortecedor

O estudo da dinâmica de veículos é uma área fundamental da Engenharia Automóvel. Dedicar-se ao comportamento do veículo em movimento, considerando todas as forças e excitações que atuam sobre eles.

É o estudo que busca principalmente compreender a resposta do veículo ao *input* dado pelo condutor e também ao piso onde este viaja. O maior objetivo é a otimização dos sistemas de suspensão de forma a melhorar a estabilidade, desempenho, segurança e o tema mais abordado neste relatório, o conforto.

A dinâmica de veículos baseia-se no estudo de movimento nas três principais direções, longitudinal, lateral e vertical, abordando fatores como deslocamento, aceleração, travagem, curvas e resposta a excitações do solo.

Computacionalmente, existe forma de representar e prever o comportamento do sistema de suspensão de um veículo, utilizando modelos matemáticos e teóricos. O estudo dinâmico computacional de um veículo facilita o desenvolvimento e conceção de sistemas de suspensão para que tenham maior desempenho, seja para absorver com mais eficácia as imperfeições das estradas, melhorando o conforto, otimizar a distribuição de peso, maximizar a aderência e claro, diminuir o risco de perda de controlo do veículo.

Neste estudo, será abordado um estudo dinâmico mais focado na dinâmica vertical do veículo com foco na modelação e simulação de variados elementos, sejam estes pertencentes ao veículo como as rodas, o chassis e o banco, como elementos do corpo humano, seja o corpo como um elemento inteiro, seja o mesmo mas segmentado em diferentes elementos corporais.

Massa mola amortecedor (MMA) é o modelo abordado neste trabalho. Dentro da dinâmica de corpos rígidos é uma idealização simplificada do movimento de um corpo sujeito a forças elásticas e dissipativas. Representando sucintamente a dinâmica vertical de um corpo, este modelo serviu como base para analisar o comportamento do sistema de suspensão de um veículo.

Neste modelo, é considerado um corpo rígido, uma mola e um amortecedor. Tanto a mola como o amortecedor têm um coeficiente de rigidez e amortecimento respetivamente associados. Nem um, nem outro têm massa associada. Toda a massa do sistema está concentrada no corpo rígido.

O modelo considera que só a mola e o amortecedor sofrem deformações, assumindo-se o corpo rígido. Além disso, admitiu-se que o material do corpo rígido é homogêneo, com densidade constante, de forma a simplificar a análise e garantir a uniformidade da distribuição de massa.

É também considerado que todo o tipo de atritos e folgas existentes nos pontos de contacto entre o corpo rígido e a mola e amortecedor, são desprezados.

Na Figura 1, está representado o modelo MMA, com um DoF (*degrees of freedom* - graus de liberdade).

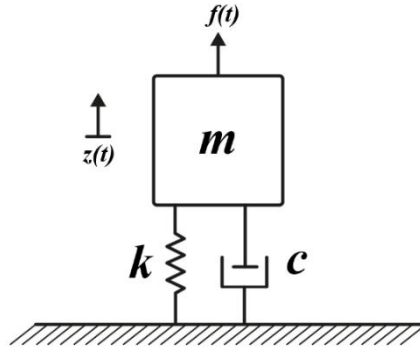


Figura 1 - Modelo Massa Mola Amortecedor (Imagem adaptada de [1])

Na Tabela 1 estão representadas as variáveis presentes na Figura 1.

Tabela 1 - Variáveis do sistema MMA

$f(t)$	Força externa
m	Massa do corpo rígido
k	Constante de rigidez (mola)
c	Constante de amortecimento viscoso (amortecedor)
$z(t)$	Deslocamento vertical (1 grau de liberdade)

Sendo $z(t)$ o único grau de liberdade do sistema acima demonstrado, ou seja, o deslocamento vertical da massa em estudo, em relação à posição de equilíbrio, $\dot{z}(t)$ a sua velocidade e $\ddot{z}(t)$ a sua aceleração, as forças que atuam no sistema serão a força de rigidez ((1), força de amortecimento ((2) e a força de resposta da massa à soma das forças que estão a atuar sobre ela ((3).

$$F_{\text{rigidez}}(t) = k \cdot z(t) \quad (1)$$

$$F_{\text{amortecimento}}(t) = c \cdot \dot{z}(t) \quad (2)$$

$$\sum F(t) = m \cdot \ddot{z}(t) \quad (3)$$

Aplicando a Segunda Lei de Newton e considerando uma força externa (F_{externa}) aplicada ao sistema, representando uma excitação de *input* de estrada, verifica-se a equação global ((4).

$$F_{\text{externa}}(t) = m \cdot \ddot{z}(t) + k \cdot z(t) + c \cdot \dot{z}(t) \quad (4)$$

3. Modelação do sistema de suspensão do veículo – *Full Car Model*

Poderão ser utilizados três modelos computacionais de forma a aproximar os movimentos e forças presentes num sistema de suspensão de um automóvel. Estes, são representados por um diagrama que demonstra como são equacionados os vários graus de liberdade (DoF) presentes. Os modelos são denominados de *Quarter Car Model* em 2D com dois DoF, *Half Car Model* em 2D com quatro DoF e *Full Car Model* em 3D com sete DoF.

Neste trabalho, apenas vai ser analisado o último modelo, por este ser o mais completo, representando o veículo por inteiro, sendo utilizado para a modelação no SimuLink®.

O modelo *Full Car Model*, considerando o veículo por inteiro, é representado pela carroçaria e quatro rodas do mesmo, tendo sete graus de liberdade, sendo estes, os deslocamentos verticais das quatro rodas e carroçaria (*Heave*) e os ângulos de rotação, *Pitch* em torno do eixo yy e *Roll* em torno do eixo xx . Na Figura 2, está representado o esquema representativo deste modelo. De notar que a força de rigidez transmitida pelos pneus será considerada, tendo uma constante de rigidez associada.

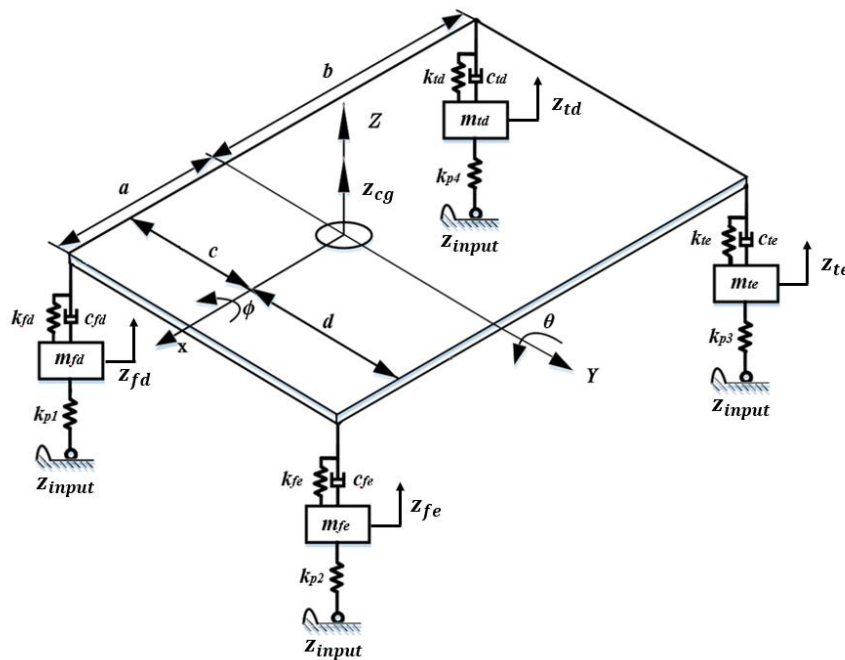


Figura 2 - Modelo *Full Car Model* (Imagem adaptada de [2])

As variáveis presentes no esquema estão representadas na Tabela 2.

Tabela 2 - Variáveis do Modelo *Full Car Model*

M	Massa do veículo
m_{fd}	Massa da roda (dianteira direita)
m_{fe}	Massa da roda (dianteira esquerda)
m_{td}	Massa da roda (traseira direita)
m_{te}	Massa da roda (traseira esquerda)
k_{fd}	Constante de rigidez da mola de suspensão (dianteira direita)
k_{fe}	Constante de rigidez da mola de suspensão (dianteira esquerda)
k_{td}	Constante de rigidez da mola de suspensão (traseira direita)
k_{te}	Constante de rigidez da mola de suspensão (traseira esquerda)
c_{fd}	Constante de amortecimento do amortecedor de suspensão (dianteira direita)
c_{fe}	Constante de amortecimento do amortecedor de suspensão (dianteira esquerda)
c_{td}	Constante de amortecimento do amortecedor de suspensão (traseira direita)
c_{te}	Constante de amortecimento do amortecedor de suspensão (traseira esquerda)
k_{p1}	Constante de rigidez do pneu (dianteira direita)
k_{p2}	Constante de rigidez do pneu (dianteira esquerda)
k_{p3}	Constante de rigidez do pneu (traseira esquerda)
k_{p4}	Constante de rigidez do pneu (traseira direita)
z_{cg}	Deslocamento vertical do CG do veículo
z_{fd}	Deslocamento vertical da roda (dianteira direita)
z_{fe}	Deslocamento vertical da roda (dianteira esquerda)
z_{td}	Deslocamento vertical da roda (traseira direita)
z_{te}	Deslocamento vertical da roda (traseira esquerda)
z_{input}	Deslocamento vertical da excitação de estrada
a	Distância entre CG e a dianteira do veículo
b	Distância entre CG e a traseira do veículo
c	Distância entre CG e a direita do veículo
d	Distância entre CG e a esquerda do veículo;
θ	<i>Pitch</i> (Ângulo de rotação em torno do eixo yy)
ϕ	<i>Roll</i> (Ângulo de rotação em torno do eixo xx)

Tendo em consideração os sete DoF, pode-se escrever as equações dinâmicas associadas ao veículo, abaixo apresentadas.

Massa suspensa:

Heave:

$$\begin{aligned}
 M\ddot{z}_{cg} = & -k_{fd}(z_{cg} - \theta a + \phi d - z_{fd}) - k_{fe}(z_{cg} - \theta a - \phi c - z_{fe}) \\
 & - k_{td}(z_{cg} + \theta b + \phi d - z_{td}) - k_{te}(z_{cg} + \theta b - \phi c - z_{te}) \\
 & - c_{fd}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\phi} d - \dot{z}_{fd}) - c_{fe}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\phi} c - \dot{z}_{fe}) \\
 & - c_{td}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\phi} d - \dot{z}_{td}) - c_{te}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\phi} c - \dot{z}_{te})
 \end{aligned} \tag{5}$$

Pitch:

$$\begin{aligned}
 I_y\ddot{\theta} = & k_{fd}(z_{cg} - \theta a + \phi d - z_{fd})a + k_{fe}(z_{cg} - \theta a - \phi c - z_{fe})a \\
 & - k_{td}(z_{cg} + \theta b + \phi d - z_{td})b - k_{te}(z_{cg} + \theta b - \phi c - z_{te})b \\
 & + c_{fd}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\phi} d - \dot{z}_{fd})a + c_{fe}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\phi} c - \dot{z}_{fe})a \\
 & - c_{td}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\phi} d - \dot{z}_{td})b - c_{te}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\phi} c - \dot{z}_{te})b
 \end{aligned} \tag{6}$$

Roll:

$$\begin{aligned}
 I_x\ddot{\phi} = & -k_{fd}(z_{cg} - \theta a + \phi d - z_{fd})d + k_{fe}(z_{cg} - \theta a - \phi c - z_{fe})c \\
 & - k_{td}(z_{cg} + \theta b + \phi d - z_{td})d + k_{te}(z_{cg} + \theta b - \phi c - z_{te})c \\
 & - c_{fd}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\phi} d - \dot{z}_{fd})d + c_{fe}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\phi} c - \dot{z}_{fe})c \\
 & - c_{td}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\phi} d - \dot{z}_{td})d + c_{te}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\phi} c - \dot{z}_{te})c
 \end{aligned} \tag{7}$$

Massa não suspensa:

Dianteira direita:

$$\begin{aligned}
 m_{fd}\ddot{z}_{fd} = & k_{fd}(z_{cg} - \theta a + \phi d - z_{fd}) + c_{fd}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\phi} d - \dot{z}_{fd}) \\
 & + k_{p1}(z_{input} - z_{fd})
 \end{aligned} \tag{8}$$

Dianteira esquerda:

$$\begin{aligned}
 m_{fe}\ddot{z}_{fe} = & k_{fe}(z_{cg} - \theta a - \phi c - z_{fe}) + c_{fe}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\phi} c - \dot{z}_{fe}) \\
 & + k_{p2}(z_{input} - z_{fe})
 \end{aligned} \tag{9}$$

Traseira direita:

$$\begin{aligned}
 m_{td}\ddot{z}_{td} = & k_{td}(z_{cg} + \theta b + \phi d - z_{td}) + c_{td}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\phi} d - \dot{z}_{td}) \\
 & + k_{p4}(z_{input} - z_{td})
 \end{aligned} \tag{10}$$

Traseira esquerda:

$$\begin{aligned}
 m_{te}\ddot{z}_{te} = & k_{te}(z_{cg} + \theta b - \phi c - z_{te}) + c_{te}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\phi} c - \dot{z}_{te}) \\
 & + k_{p3}(z_{input} - z_{te})
 \end{aligned} \tag{11}$$

4. Modelos de condutor em estudo

Neste capítulo, apresenta-se o desenvolvimento dos três modelos de condutor em estudo, que serão adicionados posteriormente ao modelo do veículo, formando o sistema global. O objetivo principal é avaliar o impacto da complexidade do modelo do condutor na avaliação do conforto. Não considerando os membros superiores (braços) e inferiores (pernas), o primeiro modelo considera uma única massa que representa o banco e o condutor como um só, adicionando um DoF adicional ao sistema. No segundo modelo, o banco e o condutor são representados por duas massas distintas, permitindo uma maior fidelidade na simulação do movimento relativo entre ambos, adicionando assim dois DoF adicionais. Por fim, o terceiro modelo será o mais complexo, para além de uma massa que representa o banco, existe uma divisão do corpo do condutor em três massas correspondentes à anca, tronco e cabeça. Este último irá adicionar quatro DoF adicionais ao sistema. Esta abordagem progressiva permite estudar de forma comparativa como a modelação mais refinada do condutor influencia o comportamento dinâmico do sistema global.

4.1. Modelo 1 – Uma massa (conjunto banco e condutor)

Como forma de iniciar o estudo dinâmico mais simplificado, após a modelação do veículo, considerou-se a implementação de uma massa por cima do chassis do veículo de forma que represente o conjunto do banco e condutor como um só, adicionando um DoF, sendo este o deslocamento vertical da mesma ($z_{conjunto}$). O modelo está representado na Figura 3 e as suas variáveis associadas estão representadas na Tabela 3.

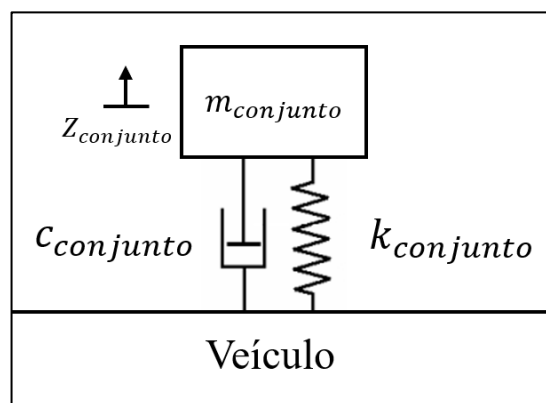


Figura 3 – Representação do Modelo 1

Tabela 3 - Variáveis da massa adicional - Modelo 1

$m_{conjunto}$	Massa conjunto do banco e condutor
$k_{conjunto}$	Constante de rigidez do conjunto do banco e condutor
$c_{conjunto}$	Constante de amortecimento do conjunto do banco e condutor
$z_{conjunto}$	Deslocamento vertical do conjunto banco e condutor

Considerando os DoF provenientes do veículo e as distâncias do conjunto banco e condutor em relação ao CG do veículo, em x (x_{banco}) e em y (y_{banco}), pode-se então escrever a equação ((12)).

$$\begin{aligned}
 & m_{conjunto} \ddot{z}_{conjunto} \\
 = & -k_{conjunto} (z_{conjunto} - \theta x_{banco} + \phi y_{banco} - z_{cg}) \\
 & - c_{conjunto} (\dot{z}_{conjunto} - \dot{\theta} x_{banco} + \dot{\phi} y_{banco} - \dot{z}_{cg})
 \end{aligned} \tag{12}$$

4.2. Modelo 2 – Duas massas separadas (banco e condutor)

De forma a fazer um estudo independente e mais realista, procedeu-se à implementação de outro modelo, mas desta vez com o banco e o condutor modelados de forma independente, adicionando assim dois DoF ao sistema global, os deslocamentos verticais do banco (z_{banco_2}) e do condutor ($z_{condutor}$).

Foi necessário modelar uma massa adicional que representa o condutor como um corpo inteiro, imediatamente acima de uma outra massa que representa o banco. Sendo que ambas estariam aplicadas acima do chassis do veículo.

A Figura 4 apresenta uma visualização esquemática do modelo, tendo as suas variáveis caracterizadas na Tabela 4.

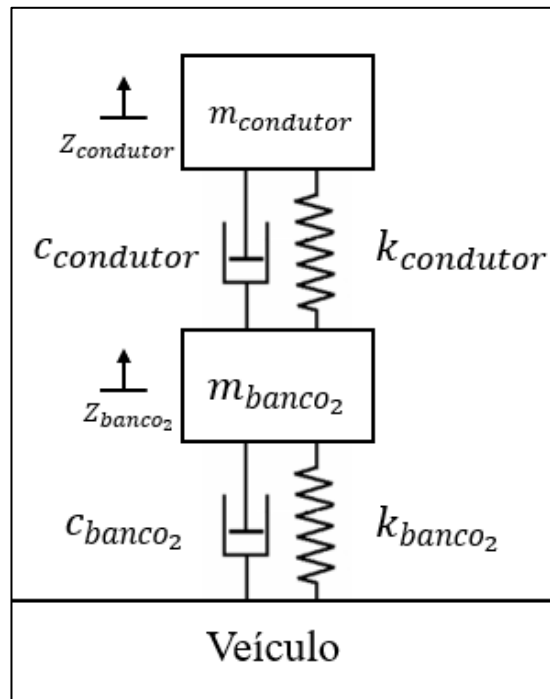


Figura 4 - Representação do Modelo 2

Tabela 4 - Variáveis das massas adicionais - Modelo 2

m_{banco_2}	Massa do banco
$m_{condutor}$	Massa do condutor
k_{banco_2}	Constante de rigidez do banco
$k_{condutor}$	Constante de rigidez do condutor
c_{banco_2}	Constante de amortecimento do banco
$c_{condutor}$	Constante de amortecimento do condutor
z_{banco_2}	Deslocamento vertical do banco
$z_{condutor}$	Deslocamento vertical do condutor

Novamente, considerando os DoF provenientes do veículo e as distâncias do banco em relação ao CG do veículo, em x (x_{banco}) e em y (y_{banco}), pode-se então escrever as equações (13 e (14.

Banco:

$$\begin{aligned}
& m_{banco_2} \ddot{z}_{banco_2} \\
& = -k_{banco_2} (z_{banco_2} - \theta x_{banco} + \phi y_{banco} - z_{cg}) \\
& \quad - c_{banco_2} (\dot{z}_{banco_2} - \dot{\theta} x_{banco} + \dot{\phi} y_{banco} - \dot{z}_{cg}) \\
& \quad + k_{condutor} (z_{condutor} - z_{banco_2}) \\
& \quad + c_{condutor} (z_{condutor} - \dot{z}_{banco_2})
\end{aligned} \tag{13}$$

Condutor:

$$\begin{aligned}
& m_{condutor} \ddot{z}_{condutor} \\
& = -k_{condutor} (z_{condutor} - z_{banco_2}) \\
& \quad - c_{condutor} (\dot{z}_{condutor} - \dot{z}_{banco_2})
\end{aligned} \tag{14}$$

4.3. Modelo 3 – Quatro massas separadas (banco, anca, tronco e cabeça do condutor)

De forma a aprofundar mais o estudo deste trabalho, foi implementado o modelo mais complexo e com mais elementos. Passando agora a ter um banco e o condutor repartido em três elementos, novamente, não considerando membros superiores (braços) e inferiores (pernas) no modelo, sendo eles a anca, o tronco e a cabeça, foram adicionados quatro DoF ao sistema global, sendo eles, deslocamento vertical do banco (z_{banco_3}), da anca (z_{anca}), do tronco (z_{tronco}) e da cabeça ($z_{cabeça}$), de forma a haver a possibilidade de fazer um estudo de excitações em diferentes pontos do condutor de forma a analisar o conforto mais detalhadamente e mais próximo da realidade.

O esquema do presente modelo encontra-se na Figura 5.

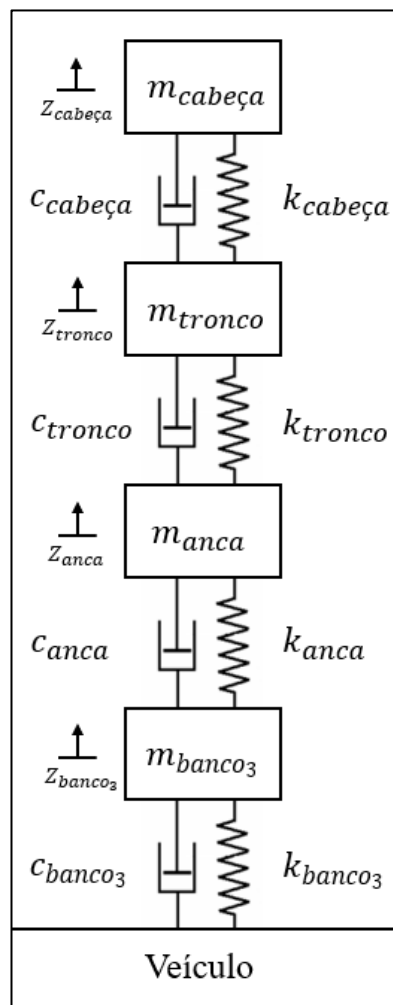


Figura 5 – Representação do Modelo 3

Na Tabela 5 estão presentes as variáveis envolvidas neste modelo.

Tabela 5 - Variáveis da modelação do corpo do condutor - Modelo 3

k_{anca}	Constante de rigidez da anca
c_{anca}	Constante de amortecimento da anca do condutor
m_{anca}	Massa da anca do condutor
k_{tronco}	Constante de rigidez do tronco do condutor
c_{tronco}	Constante de amortecimento do tronco do condutor
m_{tronco}	Massa do tronco do condutor
$k_{cabeça}$	Constante de rigidez da cabeça do condutor
$c_{cabeça}$	Constante de amortecimento da cabeça do condutor
$m_{cabeça}$	Massa da cabeça do condutor
k_{banco_3}	Constante de rigidez do banco
c_{banco_3}	Constante de amortecimento do banco
m_{banco_3}	Massa do banco
z_{anca}	Deslocamento vertical da anca do condutor
z_{tronco}	Deslocamento vertical do tronco do condutor
$z_{cabeça}$	Deslocamento vertical da cabeça do condutor
z_{banco_3}	Deslocamento vertical do banco

Pode-se então caracterizar este modelo analiticamente, considerando os DoF provenientes do veículo e as distâncias da posição do banco em relação ao CG do veículo, em x (x_{banco}) e em y (y_{banco}).

Cabeça:

$$m_{cabeça}\ddot{z}_{cabeça} = -k_{cabeça}(z_{cabeça} - z_{tronco}) - c_{cabeça}(\dot{z}_{cabeça} - \dot{z}_{tronco}) \quad (15)$$

Tronco:

$$m_{tronco}\ddot{z}_{tronco} = k_{cabeça}(z_{cabeça} - z_{tronco}) + c_{cabeça}(\dot{z}_{cabeça} - \dot{z}_{tronco}) - k_{tronco}(z_{tronco} - z_{anca}) - c_{tronco}(\dot{z}_{tronco} - \dot{z}_{anca}) \quad (16)$$

Anca:

$$m_{anca}\ddot{z}_{anca} = k_{tronco}(z_{tronco} - z_{anca}) + c_{tronco}(\dot{z}_{tronco} - \dot{z}_{anca}) - k_{anca}(z_{anca} - z_{banco_3}) - c_{anca}(\dot{z}_{anca} - \dot{z}_{banco_3}) \quad (17)$$

Banco:

$$\begin{aligned} & m_{banco_3}\ddot{z}_{banco_3} \\ & = k_{anca}(z_{anca} - z_{banco_3}) + c_{anca}(\dot{z}_{anca} - \dot{z}_{banco_3}) \\ & - k_{banco_3}(z_{banco_3} - \theta x_{banco} + \phi y_{banco} - z_{CG}) \\ & - c_{banco_3}(\dot{z}_{banco_3} - \dot{\theta} x_{banco} + \dot{\phi} y_{banco} - \dot{z}_{CG}) \end{aligned} \quad (18)$$

5. Modelação da estrada

De forma a testar os modelos apresentados, passou-se à modelação da estrada onde o veículo vai circular para posteriormente, analisar o comportamento do sistema. As implementações dos *inputs* de estrada irão simular as irregularidades e excitações que vão ser impostas ao sistema de suspensão do veículo influenciando diretamente as respostas de deslocamentos, momentos e aceleração transmitidas ao chassis e aos elementos implementados até então (banco e condutor).

No presente estudo, os perfis de estrada forma desenvolvidas também em Simulink® como sinais de entrada aplicados aos pontos de contacto entre os pneus do veículo e o solo.

Foram desenvolvidos vários *inputs*, acreditando que três deles são os mais relevantes, uma lomba, duas lombas (uma num instante de tempo e outra noutra seguinte) e um perfil de estrada aleatoriamente gerado. Estes foram aplicados de forma a que o veículo circule perpendicularmente às solicitações impostas pelos *inputs*, ou seja, havendo apenas desfasamento entre dianteira e traseira do veículo.

5.1. Perfil de estrada 1 – Uma lomba

Para um estudo simplificado do comportamento do sistema de suspensão e fase inicial de simulações, implementou-se um perfil de estrada que forma uma lomba.

Para essa simulação, pretendia-se uma excitação brusca do sistema de suspensão do veículo. Para tal, implementou-se um perfil no formato de pulso de forma a que se pudesse controlar a inclinação, altura e suavidade do mesmo.

A função utilizada será então a função sigmoide Eq.(19), que se trata de uma função com um perfil de “rampa” ascendente.

$$S(t) = \frac{1}{1 + e^{-p(t-t_0)}} \quad (19)$$

Seria então necessário introduzir outro membro na fórmula da função de forma que se implementasse então a rampa descendente logo de seguida Eq.(20). De forma a ser possível modificar a amplitude da lomba, teria de se multiplicar uma constante que representasse a altura da mesma (h).

$$S(t) = \frac{h}{1 + e^{-p(t-t_0)}} - \frac{h}{1 + e^{-p(t-t_1)}} \quad (20)$$

Deste modo, seria possível modelar uma lomba de forma a controlar facilmente a altura máxima, a largura e a suavidade de subida e descida da respetiva lomba ao modificar parâmetros presentes na Tabela 6.

Tabela 6 - Variáveis da equação do Perfil de Estrada 1

h	Altura máxima da lomba
p	Controlo da transição (Inclinação de subida e descida da lomba)
t_0	Instante de tempo médio da rampa ascendente (ponto de inflexão)
t_1	Instante de tempo médio da rampa descendente (ponto de inflexão)

Para este estudo, foi modelada uma lomba com $h = 50$ mm e $p = 100$ (transição bastante acentuada, de forma a provocar uma excitação significativa ao sistema de suspensão do veículo). Foi arbitrado que a distância entre os pontos de inflexão t_0 e t_1 é de 300 mm. O veículo desloca-se a 2,78m/s (≈ 10 km/h) para este tipo de simulação. Sendo que existe uma janela de 10 segundos de ensaio neste caso, foi efetuado o cálculo dos instantes dos pontos de inflexão para que o ponto médio (pico) da lomba fosse no instante de 3 segundos. Concluindo então que $t_0 = 2,946$ segundos e $t_1 = 3,054$ segundos.

Ao longo do tempo, o perfil de estrada será representado como na Figura 6.

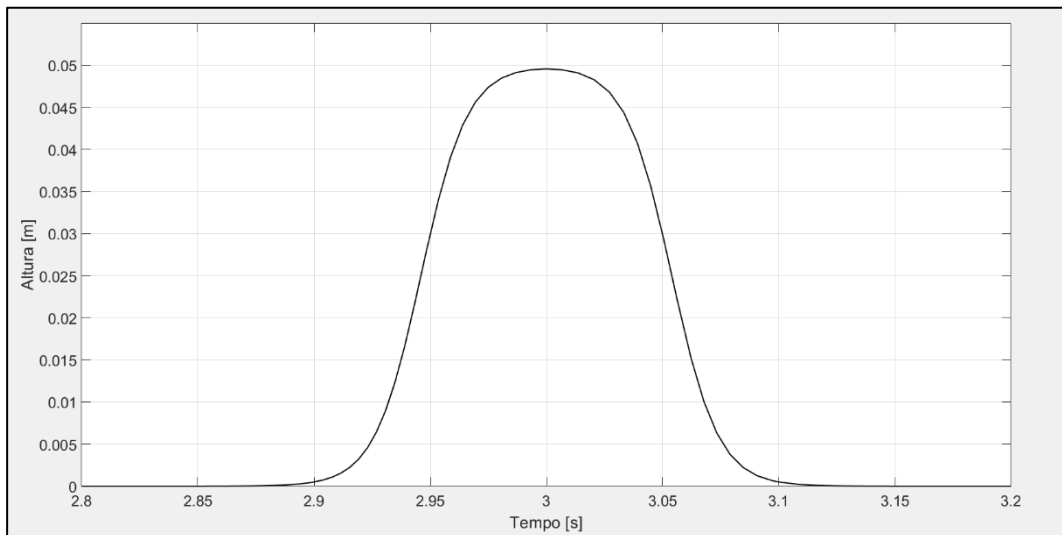


Figura 6 - Perfil de estrada 1: Uma lomba

Podemos então notar que o ponto médio da lomba (pico) encontra-se no instante de 3 segundos e que a altura máxima é de 50 mm.

5.2. Perfil de estrada 2 – Duas lombas

Como segundo passo para as simulações, procedeu-se à implementação de um *input* de estrada com a forma de solicitação dupla em forma de lomba.

Para tal, a lógica de implementação de duas lombas é a mesma que para a implementação de uma apenas, usando a equação Eq.(20). A única diferença será a soma de duas equações iguais, mas com instantes de tempo diferentes Eq.(21).

$$S_2(t) = \left(\frac{h}{1 + e^{-p(t-t_0)}} - \frac{h}{1 + e^{-p(t-t_1)}} \right) + \left(\frac{h}{1 + e^{-p(t-t_2)}} - \frac{h}{1 + e^{-p(t-t_3)}} \right) \quad (21)$$

Os parâmetros assumidos para as duas lombas serão os mesmos que para uma lomba apenas, $h = 50$ mm e $p = 100$.

Em relação aos instantes de tempo (pontos de inflexão), considerando a mesma velocidade de simulação (2,78 m/s), foi definido que a primeira lomba se mantém com o ponto médio (pico) aos 3 segundos, por outro lado, a segunda lomba terá aos 4 segundos, de forma a obrigar uma excitação bastante próxima da saída da primeira lomba. Podendo então, definir-se que $t_0 = 2,946$ s, $t_1 = 3,054$ s, $t_2 (t_0 + 1) = 3,946$ s e $t_3 (t_1 + 1) = 4,054$ s.

O perfil de estrada terá a forma representada na Figura 7.

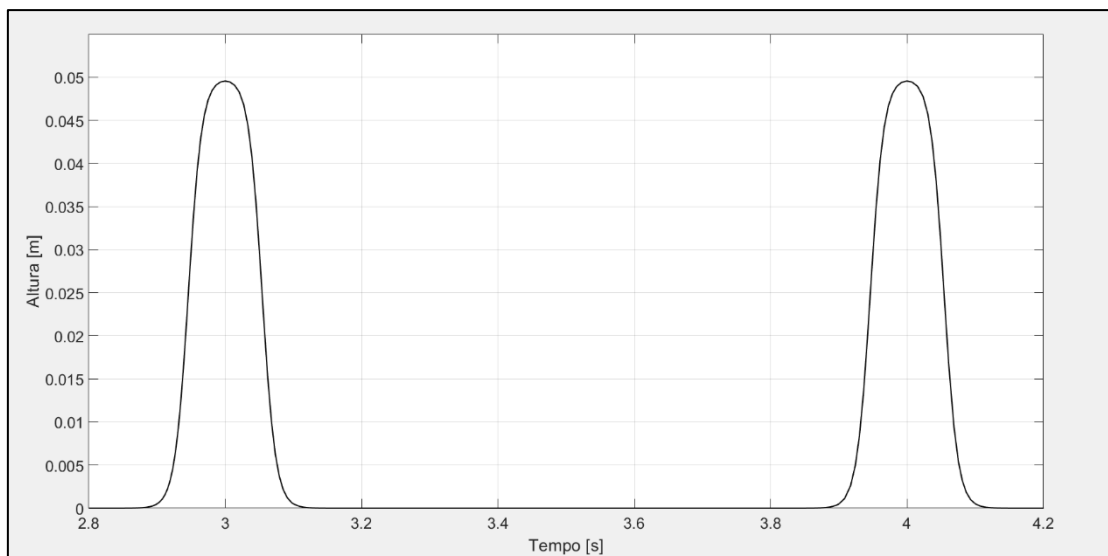


Figura 7 - Perfil de estrada 2: Duas lombas

Observando a Figura 7, pode-se visualizar então a presença de duas lombas, uma com o pico no instante de 3 segundos e outra com o pico no instante de 4 segundos. Ambas com a mesma altura, de 50 mm.

5.3. Perfil de estrada 3 – Perfil de estrada aleatório

Como forma de adicionar complexidade e realismo aos perfis de estrada implementados, procedeu-se à modelação de um perfil aleatoriamente gerado, tal que, este gere um perfil de estrada para provocar uma excitação de forma a desafiar o conforto e a estabilidade do veículo de forma contínua.

Esta foi implementada de modo que se possa personalizar o perfil conforme as classes de estrada existentes regidas pela Norma ISO 8608 [1]. Para este trabalho, a estrada gerada obedece aos parâmetros da Classe B [1], considerada como uma estrada de acesso rural.

Para tal, considerou-se o método de filtragem de ruído branco. A implementação deste perfil de estrada foi conduzido conforme o artigo [2]. Neste trabalho, o veículo viajará sempre a uma velocidade constante, pelo que a equação (22) foi usada para a implementação deste tipo de perfil, tendo as variáveis caracterizadas na Tabela 7.

$$\frac{d}{dt}z(t) = -\alpha v z(t) + \eta(t) \quad (22)$$

Tabela 7 – Variáveis presentes na equação geradora do perfil de estrada aleatório

$z(t)$	Amplitude vertical da estrada em função do tempo [m]
α	Coeficiente do filtro [rad/m]
v	Velocidade do veículo [m/s]
$\eta(t)$	Ruído branco Gaussiano

Para a configuração da função de ruído branco Gaussiano no Simulink®, algumas variáveis terão de se ter em conta. Na Norma ISO 8608 está conforme o uso da equação de densidade de potência espectral (PSD) com domínio no tempo ((23)). Na Tabela 8 estão caracterizadas as variáveis presentes na mesma.

$$G_d(\omega) = \frac{2\alpha v \sigma^2}{\pi} \frac{1}{(\alpha v)^2 + \omega^2} \quad (23)$$

Tabela 8 – Variáveis da equação de cálculo da densidade de potência espectral

$G_d(\omega)$	Densidade de potência espectral
σ^2	Variância de rugosidade do perfil de estrada
ω	Frequência angular

Assim como no artigo referido, foi considerado $\sigma^2 = 4G_d(\Omega_0)$ com o valor de frequência angular espacial $\Omega_0 = 1$ rad/m, valor este referenciado na Norma ISO 8608 [1]. Sendo a Classe B usada para o perfil de estrada aleatório utilizado neste trabalho, pela Norma, o valor de $G_d(\Omega_0)$ será de $4 \times 10^{-6} m^3$.

Para a geração de ruído branco no *software* Simulink®, o bloco usado foi o “*Band-Limited White Noise*”, bloco este que considera um espectro bilateral e que a densidade de potência espectral é representada em Hz. Um pequeno ajuste foi efetuado de forma a que fosse considerado um espectro unilateral, em que o sinal de tempo é real e que fosse considerado apenas frequências positivas. Para isso, a PSD terá de ser multiplicada por π , ou seja, $PSD = 2\pi\alpha v\sigma^2$, com $\alpha = 0,127$ rad/m, sendo um parâmetro escolhido por ser independente ao perfil de estrada, como referido na literatura. O tempo de amostragem será definido como $\frac{0,05}{v}$, sendo que é o valor mínimo requerido conforme o Teorema de Amostragem. Na Figura 8 está representado o esquema implementado no Simulink®.

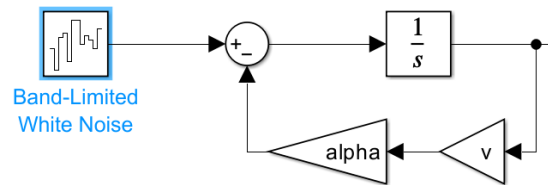


Figura 8 – Esquema do perfil de estrada aleatório no Simulink®

Pelo que refere a Norma 8608, o veículo terá de viajar numa estrada com pelo menos 1000 metros de distância, pelo que o tempo de simulação foi escolhido tendo em conta essa distância. Para este trabalho e no caso das simulações para este perfil de estrada, as velocidades consideradas para os mesmos serão 10 e 20 m/s sendo que os tempos de simulação serão de 100 e 50 segundos, respetivamente. Na Figura 9 está representado o perfil de estrada de classe B quando o veículo viaja a uma velocidade constante de 20 m/s.

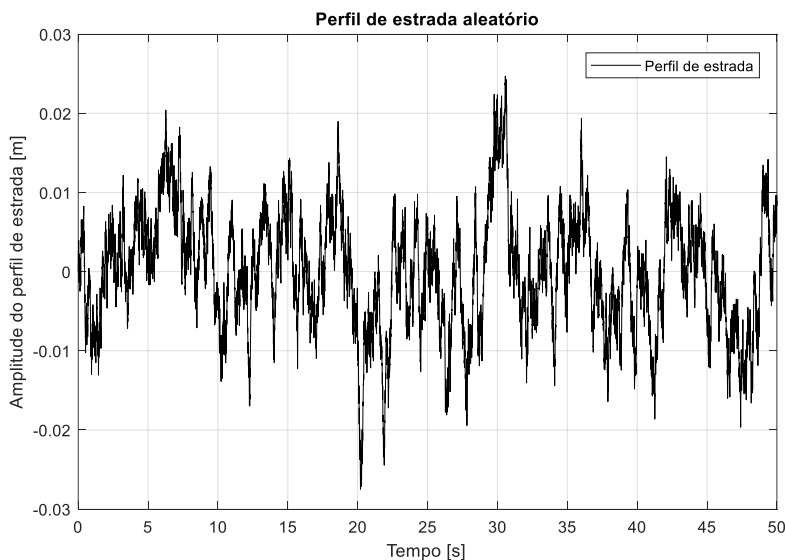


Figura 9 – Perfil de estrada aleatório (Classe B)

6. Norma ISO 2631

A avaliação da exposição humana a vibrações mecânicas é regulamentada pela série de Normas ISO 2631, que definem métodos para quantificar os efeitos das vibrações no conforto, saúde e bem-estar de um ser humano. A aplicação destas permite comparar diferentes condições de operação e validar modelos de simulação com base em critérios internacionalmente definidos.

No presente trabalho, a Norma ISO 2631 é abordada em duas vertentes complementares. A Norma ISO 2631-1, direcionada para a análise do perfil de estrada aleatório, focada na resposta global do corpo do condutor a vibrações de longa duração. No caso da Norma ISO 2631-5, é aplicada a eventos transitórios como a passagem nos perfis de estrada com uma ou duas lombas, permitindo avaliar os efeitos de vibrações de curta duração e elevada intensidade.

6.1. ISO 2631-1

A Norma ISO 2631-1 estabelece diretrizes de forma internacional para a avaliação dos efeitos de vibração mecânica e os seus efeitos no corpo humano, tipicamente considerando o corpo inteiro [3]. A Norma é bastante usada em várias áreas de engenharia, nomeadamente na área automóvel.

De um ponto de vista geral, a Norma ISO 2631-1 centra-se no estudo do conforto e preservação da saúde de supostos sujeitos que estejam expostos a vibrações. Esta fornece métodos para quantificar os efeitos das vibrações em seres humanos. Consideram-se três aspetos principais:

- Conforto e saúde humana;
- Probabilidade de perceção da vibração;
- Incidência de enjoo do movimento.

Seguindo agora para a metodologia de estudo da Norma ISO 2631-1, esta baseia-se principalmente na aceleração ponderada de vibração. Esta é medida nos três eixos, xx , yy e zz , considerando a direção longitudinal, lateral e vertical.

São consideradas 3 posições para estudo segundo a Norma ISO 2631-1, sendo com a pessoa de pé, sentada e deitada (Figura 10).

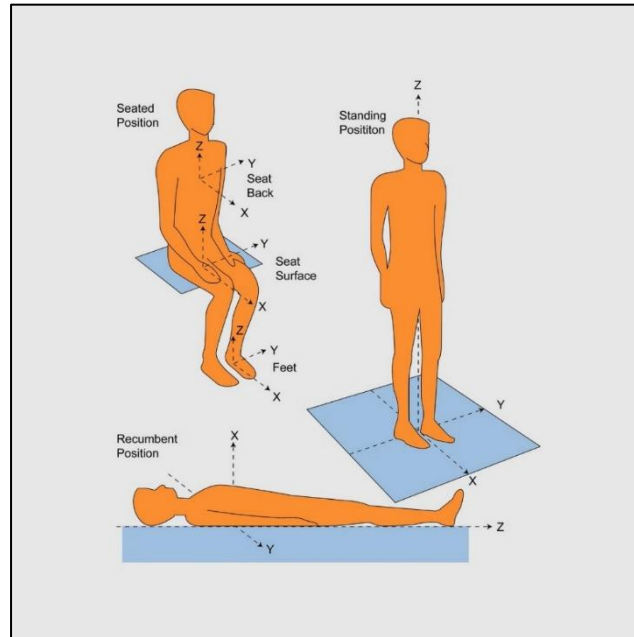


Figura 10 - Posições de estudo do conforto segundo a Norma ISO 2631-1 (Imagem retirada de [3])

Para o presente trabalho, apenas se considera a Norma ISO 2631-1 para o caso em que a pessoa está sentada.

A medição das acelerações é feita por meio de acelerômetros (Figura 11) montados nas superfícies críticas de vibração, nos pontos de contacto com os elementos corporais em estudo. Para a posição sentada, tipicamente a localização dos acelerômetros será sob a anca, sob os pés e no assento onde as costas estarão encostadas.



Figura 11 - Exemplo de um acelerômetro montado no assento de um veículo (Imagem retirada de [4])

A avaliação de vibrações de acordo com a Norma ISO 2631-1 baseia-se na medição de acelerações como referido anteriormente, sendo que esses valores serão expressos pela

aceleração eficaz ponderada. Esta é expressa em m/s^2 para vibração translacional e rad/s para vibração rotacional. Neste caso, o foco deste projeto é a vibração translacional.

Os valores de aceleração eficaz ponderada (RMS) são calculados através equação (24, tendo as suas variáveis presentes na Tabela 9.

$$a_W = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_W^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (24)$$

Tabela 9 - Variáveis da equação da aceleração eficaz ponderada

$a_W(t)$	Aceleração eficaz ponderada em função do tempo (m/s^2)
T	Duração da medição em segundos

Para uma ponderação da aceleração medida nas várias direções ortogonais, a Norma traduz o cálculo Eq.(25).

$$a_v = (q_x^2 a_{Wx}^2 + q_y^2 a_{Wy}^2 + q_z^2 a_{Wz}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (25)$$

Em que a_{Wx} , a_{Wy} e a_{Wz} são acelerações ponderadas obtidas através da operação RMS, respetivamente referentes aos eixos ortogonais x, y e z.

Apesar da norma referir esta última operação, neste caso, não será necessário efetuar a mesma dado que o sistema em estudo apenas mede na direção vertical, portanto a aceleração vertical será assumida como absoluta. Assim, os elementos referentes às direções x e y serão considerados nulos. Apenas será considerado a_{Wz} e em relação ao fator de multiplicação q_z , neste caso de estudo em que a pessoa está na posição sentada, é igual a 1, segundo a Norma ISO 2631-1.

Esta Norma ISO 2631-1 mede o conforto como um corpo inteiro, dado que terá de haver uma operação que compile os valores de RMS ponderados num só para depois avaliar o conforto. Como referido acima, a Norma considera os pontos de medição nos pés, na anca e nas costas. No caso deste trabalho apenas temos as costas (tronco) e a anca, de modo que apenas será considerada a cabeça como forma de avaliação de conforto e transmissibilidade de vibrações.

Dito isto, apenas foram consideradas a anca e as costas (tronco) para a avaliação de conforto conforme a Norma.

Pelo que refere a mesma, após ter os valores de RMS ponderado de acelerações, terá de ser efetuado o cálculo de RSS, raiz da soma dos quadrados, com os mesmos (26).

$$RSS = \sqrt{RMS_{tronco}^2 + RMS_{anca}^2} \quad (26)$$

Tendo então este valor para cada tipo de simulação, será possível então fazer uma avaliação de conforto.

Quanto aos valores padrão que definem o nível de conforto referente à exposição de vibrações, a Norma ISO 2631-1 refere que existem vários níveis pelos quais servem de guião para classificar o tipo de conforto a ser sentido conforme o valor de RMS, para o Modelo 1 e 2, ou RSS para o Modelo 3, num determinado instante.

Tendo em conta que se trata de uma indicação de reações prováveis e subjetivas de um ser humano às vibrações submetidas, é necessário também considerar o tempo em que o mesmo está a ser submetido a tais vibrações e claro está, à expectativa de atividade do mesmo (conduzir, ler, comer, escrever, etc.), outros fatores (temperatura, ruído acústico, etc.) também podem influenciar a classificação.

Pela Norma, os níveis de classificação de conforto conforme os valores de RMS estão presentes na Tabela 10.

Tabela 10 - Classificação de conforto segundo a Norma ISO 2631-1

Valor de aceleração RMS	Tipo de conforto
Menos de 0,315 m/s ²	Não desconfortável
0,315 m/s ² até 0,63 m/s ²	Pouco desconfortável
0,5 m/s ² até 1 m/s ²	Razoavelmente desconfortável
0,8 m/s ² até 1,6 m/s ²	Desconfortável
1,25 m/s ² até 2,5 m/s ²	Bastante desconfortável
Mais de 2 m/s ²	Extremamente desconfortável

Será então com base na Norma ISO 2631-1 que será classificado o nível de conforto nos cenários simulados especificamente para o perfil de estrada 3. No caso dos restantes perfis de estrada em estudo, 1 e 2, esta Norma pode-se aplicar mas para este trabalho, o conforto será sempre classificado como desconfortável, devido ao facto de os mesmos se tratarem de excitações pontuais e de elevada amplitude.

6.1.1. Filtro de frequência do Perfil de estrada 3

Para garantir que a análise dos resultados das simulações efetuadas com o perfil de estrada 3 esteja em conformidade com os requisitos da norma ISO 2631-1, é necessário restringir o intervalo de frequências emitidas pelas excitações do perfil de estrada aleatório. Esta filtragem foi implementada no modelo em Simulink®, utilizando o bloco “Filter Designer”.

A Norma ISO 2631-1 especifica que o intervalo de frequências relevantes para a avaliação do conforto situa-se entre 0,5 Hz e 80 Hz. Frequências fora deste intervalo não têm impacto significativo na percepção do conforto e podem introduzir ruído não representativo no sistema. Desta forma caracterizando o bloco do Simulink® implementado, aplica-se um filtro passa-banda (FIR) à saída do perfil de estrada gerado, limitando o seu conteúdo espectral ao intervalo [0,5 – 80] Hz. Em relação à caracterização da frequência de amostragem, foi definido o mesmo que para a geração do perfil de estrada 3, ou seja, $\frac{0,05}{v}$ Hz. As especificações de magnitude, por uma questão de simplificação, foram assumidos como os valores pré-definidos pelo *software*, tendo como intervalo [1 – 40] dB. Esta filtragem assegura que as excitações criadas estejam de acordo com os critérios da Norma e contribuam para uma análise mais realista da vibração transmitida ao condutor do veículo.

Na Figura 12 pode-se visualizar a diferença entre o perfil de estrada 3 quando este tem o *output* filtrado ou não.

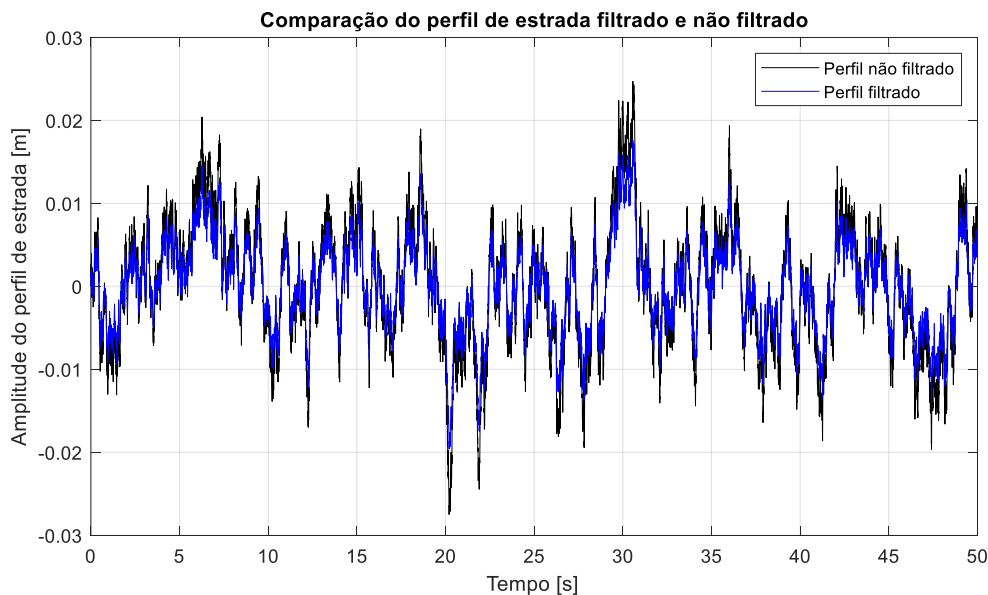


Figura 12 – Comparação entre Perfil de estrada 3 filtrado e não filtrado

6.2.ISO 2631-5

A Norma ISO 2631-5 aborda a avaliação da exposição humana a vibrações de corpo inteiro resultantes de choques mecânicos repetidos ou de alta intensidade, que podem provocar riscos à saúde, especialmente na coluna vertebral. É particularmente aplicável em contextos onde o condutor está sujeito a impactos verticais bruscos, como na passagem de um veículo numa ou duas lombas, como é o caso deste trabalho.

O método completo da norma envolve a análise detalhada e a identificação de picos de aceleração e a sua conversão em parâmetros específicos na área da biomecânica, que são depois comparados com limites de referência para estimar o risco de danos na coluna vertebral.

No entanto, nas simulações realizadas neste trabalho, adotou-se uma abordagem mais simplificada. O foco foi direcionado apenas na deteção de eventos onde a aceleração vertical do condutor ultrapassa o valor de referência de $9,81 \text{ m/s}^2$ [4]. Este processo permitiu identificar de forma direta os momentos de maior solitação dinâmica no corpo, ainda que sem aplicar integralmente os procedimentos da ISO 2631-5.

7. Resultados

Este capítulo apresenta uma análise detalhada dos resultados obtidos a partir das simulações dos três modelos implementados. O estudo foi conduzido de forma a passar pelos vários níveis de configurações da suspensão do veículo, complexidade e representação do condutor e respectivo banco.

Na Tabela 11 estão em síntese os estudos efetuados para posterior análise, tendo em consideração que em todos os estudos, foram efetuados três testes diferentes, referentes aos três cenários de amortecimentos, sendo sistemas sub amortecido e sobre amortecido, bem como um sistema criticamente amortecido.

Tabela 11 – Sumário das simulações realizadas

Estudo	Modelo	Perfil de estrada	Velocidade	Finalidade
1	Modelo 1	Perfil 3	20 m/s (72 km/h)	Comparação entre modelos
2	Modelo 2	Perfil 3	20 m/s (72 km/h)	Comparação entre modelos
3	Modelo 3	Perfil 1	2,78 m/s (\approx 10 km/h)	Análise de comportamento
4	Modelo 3	Perfil 2	2,78 m/s (\approx 10 km/h)	Análise de comportamento
5	Modelo 3	Perfil 3	20 m/s (72 km/h)	Comparação entre modelos
6	Modelo 3	Perfil 3	10 e 20 m/s (36 e 72 km/h)	Comparação entre velocidades
7	Modelo 3	Perfil 3	20 m/s (72 km/h)	Comparação entre posições diferentes do condutor
8	Modelo 3	Perfil 3	20 m/s (72 km/h)	Comparação entre veículos diferentes
9	Modelo 3	Perfil 3	1, 2, 5, 7 e 10 m/s	Comparação entre veículos diferentes

7.1. Veículo em estudo

Para a implementação do veículo pré-definido no modelo, é necessário considerar um conjunto de variáveis que representam as propriedades físicas e geométricas do automóvel em estudo. Para o presente trabalho, foram consideradas as variáveis na Tabela 12.

Tabela 12 – Características do veículo em estudo BMW E30 325i [5]

Variável	Valor
$k_{fd,fe}$ [6]	25000 N/m
$k_{td,te}$ [6]	25000 N/m
$k_{p1,p2,p3,p4}$ [7]	350000 N/m
M	1251,58 kg
$m_{fd,fe,td,te}$ [6]	60 kg
I_y	2011 kg/m ²
I_x	381 kg/m ²
Distância entre eixos (L)	2570 mm
Largura de via (W)	1402 mm
Distância da dianteira ao CG (a)	1201 mm
Distância da traseira ao CG (b)	1369 mm
Distância da direita ao CG (c)	701 mm
Distância da esquerda ao CG (d)	701 mm

7.1.1. Cenários de amortecimento

Para efetuar diferentes cenários de estudo, foram assumidos três diferentes valores de constante de amortecimento. O cálculo da constante de amortecimento, quando este é crítico foi tomado como ponto de partida, permitindo saber um valor de referência para posteriormente assumir outros dois valores para outras duas condições diferentes de amortecimento.

Este cálculo foi efetuado a partir da expressão (4, que assumindo que o veículo está em repouso, ou seja, $F_{externa}(t) = 0$, usando a fórmula resolvente, pode-se deduzir a expressão (27).

$$\ddot{z}(t) = \frac{-c \pm \sqrt{c^2 - 4mk}}{2m} \quad (27)$$

Assumindo então que o amortecimento crítico acontece quando o termo $c^2 - 4mk$ é igual a 0, a expressão usada para o cálculo da constante de amortecimento quando este é crítico (c_c), é a Eq.(28) [8].

$$c_c = 2\sqrt{mk} \quad (28)$$

Sabendo as dimensões do veículo em relação ao CG e assumindo por facilidade de cálculo e compreensão, o valor da distância entre eixos (L) de 2570 mm corresponde a 100% do comprimento do veículo e ao longo da largura de via (W) do veículo, a distribuição de massa é simétrica em relação ao plano longitudinal do mesmo, dado que a distribuição de massa global do veículo é de aproximadamente 46,73% para a dianteira e 53,27% para a traseira. Pode-se concluir então que a massa da dianteira do veículo é de 584,86 kg e da traseira é de 666,72 kg. Dividindo por metade estes valores, obtém-se os valores da massa necessários para o cálculo da constante de amortecimento para cada quadrante do veículo. Conclui-se então que cada metade da dianteira do veículo tem uma massa com o valor de 292,43 kg e no caso da traseira, cada metade tem de massa 333,36 kg.

Assumindo que tanto na dianteira como na traseira, a constante de rigidez das molas de suspensão é igual, $k = 25000$ N/m, o valor da constante de amortecimento para o caso de amortecimento crítico será então $c_c \approx 5405,83$ Ns/m para os amortecedores dianteiros e $c_c \approx 5774,57$ Ns/m para os amortecedores traseiros.

Para outros dois cenários de amortecimento, foram assumidos dois valores diferentes para a constante de amortecimento. Sendo um abaixo do valor crítico com $c_{\downarrow} = 2000$ Ns/m, representando um sistema sub amortecido e outro acima do valor crítico com $c_{\uparrow} = 8000$ Ns/m, representando um sistema sobre amortecido.

7.2. Implementação dos modelos de condutor em estudo

Para consolidar o modelo do veículo e os modelos de condutor implementados, há diferentes fatores a ter em conta, assim como a posição relativa do banco, as variáveis definidas para os três modelos em estudo e as alterações na dinâmica do veículo, com os modelos de condutor em vigor no sistema.

7.2.1. Definição da posição do banco

Para a posição relativa do banco e respetivas massas representativas do condutor, já que estas estarão posicionadas imediatamente acima do banco, foi definido que o mesmo se encontra à esquerda e na dianteira do veículo (Figura 13). Para os cálculos, foi determinado que o mesmo se encontra no ponto médio entre a dianteira e o ponto do CG do veículo ($\frac{a}{2}$), por outro lado, foi também determinado que o mesmo se encontra no ponto médio entre a esquerda e o ponto do CG ($\frac{d}{2}$).

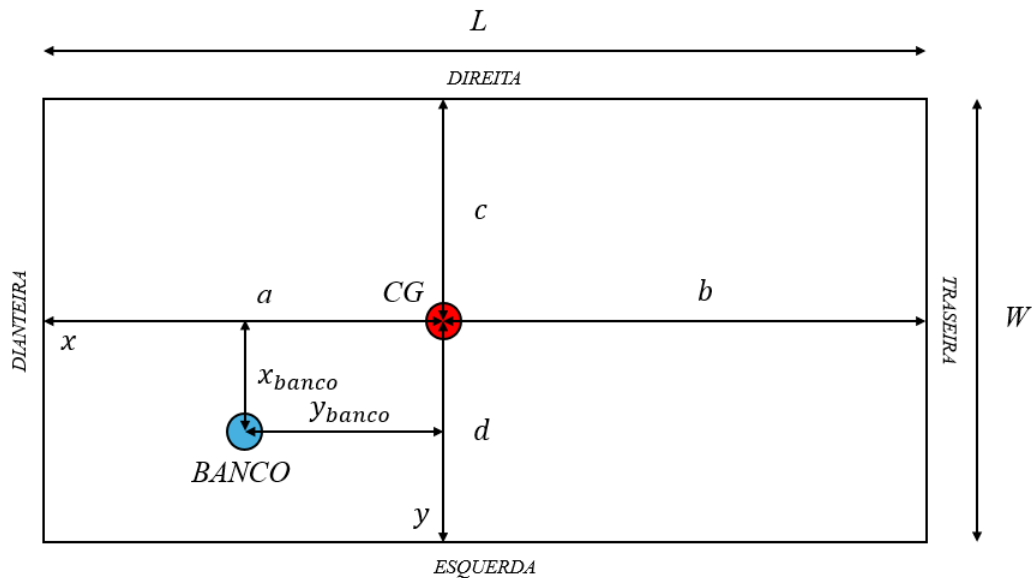


Figura 13 – Esquema da posição do banco em relação ao CG do veículo

7.2.2. Definição dos parâmetros modelados

Nesta secção, será demonstrado, de forma sintetizada, como foram definidos os valores de massa (ponto 1), constantes de rigidez e amortecimento (ponto 2) para os três modelos de condutor em estudo.

1. Definição dos valores de massa:

Para manter uma linearidade, foi definido que os valores da massa do banco e do condutor são iguais para os três modelos em estudo, independentemente de como estes dois elementos estão implementados ao longo dos modelos.

Para o caso do banco, nos Modelos 2 e 3, este está representado como um elemento único. O valor da massa (m_{banco_2} ou m_{banco_3}) do mesmo, para este trabalho, é de 27,22 kg [9].

No caso do condutor, a massa total do mesmo foi também considerada igual para os três modelos. De acordo com [10], cerca de 73,6% da massa da pessoa em estudo (75 kg) estará a ser suportada pelo banco quando esta está sentada com as costas completamente direitas e sem estar em contacto com o encosto dorsal do banco, considerando que os pés estão em repouso no solo e as mãos em repouso no volante do veículo. No artigo [10], refere que o tronco da pessoa foi dividido em tronco superior e inferior, o que não corresponde ao Modelo 3 no caso deste trabalho. Foi necessário somar os valores das massas do tronco superior ($m_{TS} = 28,49$ kg) e inferior ($m_{TI} = 8,62$ kg) em questão de forma a obter a massa total do tronco. Portanto, $m_{tronco} = 28,49 + 8,62 = 37,11$ kg. Por fim, é possível definir os valores absolutos das massas para o Modelo 3, sendo então $m_{cabeça} = 5,31$ kg, $m_{tronco} = 37,11$ kg e $m_{anca} = 12,78$ kg, conforme literatura referenciada.

Após os cálculos, foi assumido que a massa total do condutor em estudo é de 55,2 kg, valor assumido também para o Modelo 1 e 2. No caso do Modelo 2, o condutor é representado por um elemento único, portanto a massa do mesmo ($m_{condutor}$) será então 55,2 kg.

Por outro lado, no Modelo 1, a massa única em estudo representa o conjunto banco e condutor como um só. Desta forma, pode-se assumir que a massa deste conjunto ($m_{conjunto}$) é obtido através da soma da massa do banco e do condutor, sendo então 82,42 kg.

2. Definição dos valores das constantes de rigidez e amortecimento:

No caso do banco, os valores definidos para as constantes de rigidez (k_{banco_2} ou k_{banco_3}) e amortecimento (c_{banco_2} ou c_{banco_3}) do banco são 27158 N/m e 1780 Ns/m, respetivamente [9].

No caso do corpo do condutor, foi necessário fazer alguns ajustes no caso das constantes de rigidez e amortecimento. No Modelo 3, é definido que a massa do tronco do condutor é um corpo rígido, ou seja, o mesmo não sofre deformação com as excitações. Logo, as variáveis k_{TS} e c_{TS} , que correspondem às constantes de rigidez e amortecimento do tronco superior, serão desconsideradas, dado que a massa do tronco será uma só para o Modelo 3 em estudo. Desta forma, apenas serão consideradas as variáveis k_{TI} e c_{TI} , correspondendo a k_{tronco} e c_{tronco} respetivamente (Figura 14).

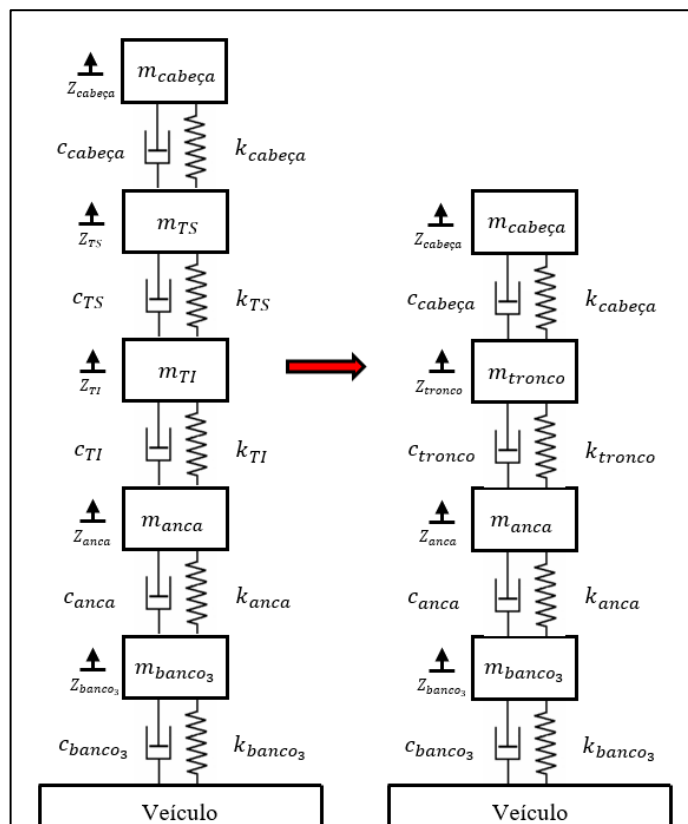


Figura 14 – Transformação do elemento do tronco do condutor

Sendo então as variáveis k_{TS} e c_{TS} desconsideradas, consideram-se as constantes totais de rigidez e amortecimento do tronco, as correspondentes ao tronco inferior sendo estas consideradas para o suporte do elemento do tronco como um só. Logo, $k_{TI} = k_{tronco} = 162800$ N/m e $c_{TI} = c_{tronco} = 4585$ Ns/m.

Por fim, pode-se definir os valores das constantes de rigidez e amortecimento envolvidas no Modelo 3, $k_{cabeça} = 310000$ N/m, $k_{tronco} = 162800$ N/m, $k_{anca} = 90000$ N/m, $c_{cabeça} = 400$ Ns/m, $c_{tronco} = 4585$ Ns/m e $c_{anca} = 2064$ Ns/m [10].

Passando agora ao Modelo 2, o corpo do condutor é representado por uma única massa, foi então necessário efetuar mais uma vez um ajuste, de forma a obter os valores das constantes de rigidez e amortecimento que representam o corpo do condutor como um só (Figura 15).

Novamente, as massas representativas dos elementos corporais do condutor são consideradas como corpos rígidos, sem deformações sob excitações vibratórias. Foi então definido que as constantes de rigidez e amortecimento do condutor ($k_{condutor}$ e $c_{condutor}$) serão iguais às definidas para o elemento da anca do mesmo (k_{anca} e c_{anca}), como representado na Figura 15, sendo que, esquematicamente, é o elemento corporal que está situado mais abaixo e imediatamente acima do banco, suportando o condutor por completo. Logo $k_{condutor} = 90000$ N/m e $c_{condutor} = 2064$ Ns/m.

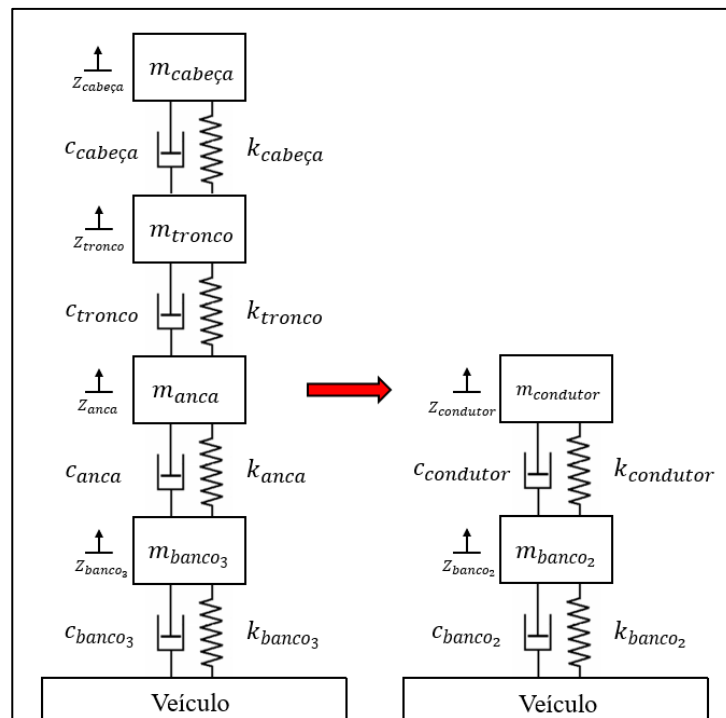


Figura 15 - Transformação dos elementos corporais do condutor numa massa única

Por fim, no caso do Modelo 1, foi feito o ajuste, mas desta vez juntando o banco aos cálculos, dado que, neste modelo, o banco e o condutor são representados por uma única massa (Figura 16). Deste modo, as constantes de rigidez e amortecimento da massa única, $k_{conjunto}$ e $c_{conjunto}$, serão consideradas as mesmas que k_{banco_2} e c_{banco_2} . Logo, $k_{conjunto} = 27158 \text{ N/m}$ e $c_{conjunto} = 1780 \text{ Ns/m}$.

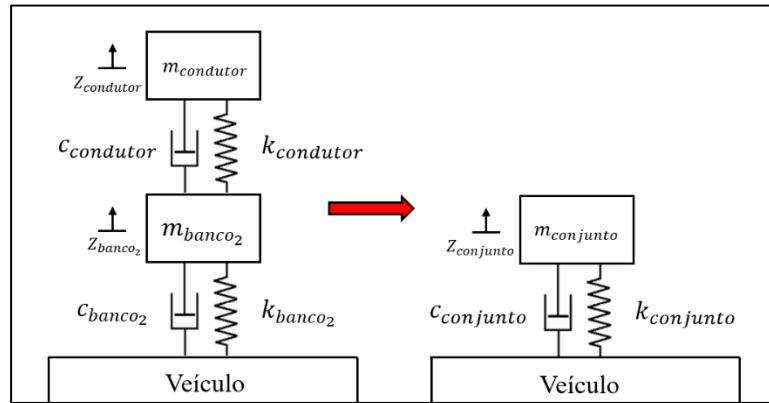


Figura 16 - Transformação dos elementos do condutor e banco num só

Para unificar e agregar a informação descrita acima, na Tabela 13 estão presentes os valores das variáveis abordadas neste subcapítulo.

Tabela 13 – Conjunto de variáveis dos modelos de condutor em estudo

Modelo	Variável	Valor
1	$m_{conjunto}$	82,42 kg
	$k_{conjunto}$	27158 N/m
	$c_{conjunto}$	1780 Ns/m
2	m_{banco_2}	27,22 kg
	k_{banco_2}	27158 N/m
	c_{banco_2}	1780 Ns/m
	$m_{condutor}$	55,20 kg
	$k_{condutor}$	90000 N/m
	$c_{condutor}$	2064 Ns/m
3	m_{banco_3}	27,22 kg
	k_{banco_3}	27158 N/m
	c_{banco_3}	1780 Ns/m
	m_{anca}	12,78 kg
	k_{anca}	90000 N/m
	c_{anca}	2064 Ns/m
	m_{tronco}	37,11 kg
	k_{tronco}	162800 N/m
	c_{tronco}	4585 Ns/m
	$m_{cabeça}$	5,31 kg
	$k_{cabeça}$	310000 N/m
	$c_{cabeça}$	400 Ns/m

7.2.3. Alterações na dinâmica do veículo

Com a adição dos modelos de condutor e respetivo banco ao sistema, a dinâmica do veículo será afetada. Dependendo do modelo em causa, serão adicionados graus de liberdade ao sistema pelo que algumas alterações nas equações dinâmicas (3) do veículo teriam de ser efetuadas.

Sintetizando, serão demonstradas as equações do veículo com as alterações referentes à adição de DoF dos modelos de condutor.

1. Modelo 1:

Heave:

$$\begin{aligned}
 M\ddot{z}_{cg} = & -k_{fd}(z_{cg} - \theta a + \phi d - z_{fd}) - k_{fe}(z_{cg} - \theta a - \phi c - z_{fe}) \\
 & - k_{td}(z_{cg} + \theta b + \phi d - z_{td}) - k_{te}(z_{cg} + \theta b - \phi c - z_{te}) \\
 & - c_{fd}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\phi} d - \dot{z}_{fd}) - c_{fe}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\phi} c - \dot{z}_{fe}) \\
 & - c_{td}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\phi} d - \dot{z}_{td}) - c_{te}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\phi} c - \dot{z}_{te}) \\
 & + k_{conjunto}(z_{conjunto} - \theta x_{banco} + \phi y_{banco} - z_{cg}) \\
 & + c_{conjunto}(\dot{z}_{conjunto} - \dot{\theta} x_{banco} + \dot{\phi} y_{banco} - \dot{z}_{cg})
 \end{aligned} \tag{29}$$

Pitch:

$$\begin{aligned}
 I_y\ddot{\theta} = & k_{fd}(z_{cg} - \theta a + \phi d - z_{fd})a + k_{fe}(z_{cg} - \theta a - \phi c - z_{fe})a \\
 & - k_{td}(z_{cg} + \theta b + \phi d - z_{td})b - k_{te}(z_{cg} + \theta b - \phi c - z_{te})b \\
 & + c_{fd}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\phi} d - \dot{z}_{fd})a + c_{fe}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\phi} c - \dot{z}_{fe})a \\
 & - c_{td}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\phi} d - \dot{z}_{td})b - c_{te}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\phi} c - \dot{z}_{te})b \\
 & - k_{conjunto}(z_{conjunto} - \theta x_{banco} + \phi y_{banco} - z_{cg})x_{banco} \\
 & - c_{conjunto}(\dot{z}_{conjunto} - \dot{\theta} x_{banco} + \dot{\phi} y_{banco} - \dot{z}_{cg})x_{banco}
 \end{aligned} \tag{30}$$

Roll:

$$\begin{aligned}
 I_x\ddot{\phi} = & -k_{fd}(z_{cg} - \theta a + \phi d - z_{fd})d + k_{fe}(z_{cg} - \theta a - \phi c - z_{fe})c \\
 & - k_{td}(z_{cg} + \theta b + \phi d - z_{td})d + k_{te}(z_{cg} + \theta b - \phi c - z_{te})c \\
 & - c_{fd}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\phi} d - \dot{z}_{fd})d + c_{fe}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\phi} c - \dot{z}_{fe})c \\
 & - c_{td}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\phi} d - \dot{z}_{td})d + c_{te}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\phi} c - \dot{z}_{te})c \\
 & + k_{conjunto}(z_{conjunto} - \theta x_{banco} + \phi y_{banco} - z_{cg})y_{banco} \\
 & + c_{conjunto}(\dot{z}_{conjunto} - \dot{\theta} x_{banco} + \dot{\phi} y_{banco} - \dot{z}_{cg})y_{banco}
 \end{aligned} \tag{31}$$

2. Modelo 2:

Heave:

$$\begin{aligned}
 M\ddot{z}_{cg} = & -k_{fd}(z_{cg} - \theta a + \phi d - z_{fd}) - k_{fe}(z_{cg} - \theta a - \phi c - z_{fe}) \\
 & - k_{td}(z_{cg} + \theta b + \phi d - z_{td}) - k_{te}(z_{cg} + \theta b - \phi c - z_{te}) \\
 & - c_{fd}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\phi} d - \dot{z}_{fd}) - c_{fe}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\phi} c - \dot{z}_{fe}) \\
 & - c_{td}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\phi} d - \dot{z}_{td}) - c_{te}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\phi} c - \dot{z}_{te}) \\
 & + k_{banco_2}(z_{banco_2} - \theta x_{banco} + \phi y_{banco} - z_{cg}) \\
 & + c_{banco_2}(\dot{z}_{banco_2} - \dot{\theta} x_{banco} + \dot{\phi} y_{banco} - \dot{z}_{cg})
 \end{aligned} \tag{32}$$

Pitch:

$$\begin{aligned}
 I_y\ddot{\theta} = & k_{fd}(z_{cg} - \theta a + \phi d - z_{fd})a + k_{fe}(z_{cg} - \theta a - \phi c - z_{fe})a \\
 & - k_{td}(z_{cg} + \theta b + \phi d - z_{td})b - k_{te}(z_{cg} + \theta b - \phi c - z_{te})b \\
 & + c_{fd}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\phi} d - \dot{z}_{fd})a + c_{fe}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\phi} c - \dot{z}_{fe})a \\
 & - c_{td}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\phi} d - \dot{z}_{td})b - c_{te}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\phi} c - \dot{z}_{te})b \\
 & - k_{banco_2}(z_{banco_2} - \theta x_{banco} + \phi y_{banco} - z_{cg})x_{banco} \\
 & - c_{banco_2}(\dot{z}_{banco_2} - \dot{\theta} x_{banco} + \dot{\phi} y_{banco} - \dot{z}_{cg})x_{banco}
 \end{aligned} \tag{33}$$

Roll:

$$\begin{aligned}
 I_x\ddot{\phi} = & -k_{fd}(z_{cg} - \theta a + \phi d - z_{fd})d + k_{fe}(z_{cg} - \theta a - \phi c - z_{fe})c \\
 & - k_{td}(z_{cg} + \theta b + \phi d - z_{td})d + k_{te}(z_{cg} + \theta b - \phi c - z_{te})c \\
 & - c_{fd}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\phi} d - \dot{z}_{fd})d + c_{fe}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\phi} c - \dot{z}_{fe})c \\
 & - c_{td}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\phi} d - \dot{z}_{td})d + c_{te}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\phi} c - \dot{z}_{te})c \\
 & + k_{banco_2}(z_{banco_2} - \theta x_{banco} + \phi y_{banco} - z_{cg})y_{banco} \\
 & + c_{banco_2}(\dot{z}_{banco_2} - \dot{\theta} x_{banco} + \dot{\phi} y_{banco} - \dot{z}_{cg})y_{banco}
 \end{aligned} \tag{34}$$

3. Modelo 3:

Heave:

$$\begin{aligned}
 M\ddot{z}_{cg} = & -k_{fd}(z_{cg} - \theta a + \phi d - z_{fd}) - k_{fe}(z_{cg} - \theta a - \phi c - z_{fe}) \\
 & - k_{td}(z_{cg} + \theta b + \phi d - z_{td}) - k_{te}(z_{cg} + \theta b - \phi c - z_{te}) \\
 & - c_{fd}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\phi} d - \dot{z}_{fd}) - c_{fe}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\phi} c - \dot{z}_{fe}) \\
 & - c_{td}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\phi} d - \dot{z}_{td}) - c_{te}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\phi} c - \dot{z}_{te}) \\
 & + k_{banco_3}(z_{banco_3} - \theta x_{banco} + \phi y_{banco} - z_{cg}) \\
 & + c_{banco_3}(\dot{z}_{banco_3} - \dot{\theta} x_{banco} + \dot{\phi} y_{banco} - \dot{z}_{cg})
 \end{aligned} \tag{35}$$

Pitch:

$$\begin{aligned}
 I_y\ddot{\theta} = & k_{fd}(z_{cg} - \theta a + \phi d - z_{fd})a + k_{fe}(z_{cg} - \theta a - \phi c - z_{fe})a \\
 & - k_{td}(z_{cg} + \theta b + \phi d - z_{td})b - k_{te}(z_{cg} + \theta b - \phi c - z_{te})b \\
 & + c_{fd}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\phi} d - \dot{z}_{fd})a + c_{fe}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\phi} c - \dot{z}_{fe})a \\
 & - c_{td}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\phi} d - \dot{z}_{td})b - c_{te}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\phi} c - \dot{z}_{te})b \\
 & - k_{banco_3}(z_{banco_3} - \theta x_{banco} + \phi y_{banco} - z_{cg})x_{banco} \\
 & - c_{banco_3}(\dot{z}_{banco_3} - \dot{\theta} x_{banco} + \dot{\phi} y_{banco} - \dot{z}_{cg})x_{banco}
 \end{aligned} \tag{36}$$

Roll:

$$\begin{aligned}
 I_x\ddot{\phi} = & -k_{fd}(z_{cg} - \theta a + \phi d - z_{fd})d + k_{fe}(z_{cg} - \theta a - \phi c - z_{fe})c \\
 & - k_{td}(z_{cg} + \theta b + \phi d - z_{td})d + k_{te}(z_{cg} + \theta b - \phi c - z_{te})c \\
 & - c_{fd}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\phi} d - \dot{z}_{fd})d + c_{fe}(\dot{z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\phi} c - \dot{z}_{fe})c \\
 & - c_{td}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\phi} d - \dot{z}_{td})d + c_{te}(\dot{z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\phi} c - \dot{z}_{te})c \\
 & + k_{banco_3}(z_{banco_3} - \theta x_{banco} + \phi y_{banco} - z_{cg})y_{banco} \\
 & + c_{banco_3}(\dot{z}_{banco_3} - \dot{\theta} x_{banco} + \dot{\phi} y_{banco} - \dot{z}_{cg})y_{banco}
 \end{aligned} \tag{37}$$

7.3. Estudo 1

Nesta secção, são apresentados os resultados obtidos do Modelo 1, para o perfil de estrada 3, com o veículo a viajar a 20 m/s (72 km/h).

Na Tabela 14 estão apresentados os valores de aceleração RMS para os três tipos de amortecimento.

Tabela 14 – Resultados das simulações ao Modelo 1 (Perfil de estrada 3)

Amortecimento	RMS [m/s²]	Classificação de conforto
c_{\downarrow}	0,359	Pouco desconfortável
c_c	0,505	Pouco/razoavelmente desconfortável
c_{\uparrow}	0,612	Pouco/razoavelmente desconfortável

Observa-se que o menor valor de aceleração RMS ocorreu na condição sub amortecida, indicando melhor desempenho em termos de conforto. Por outro lado, o sistema sobre amortecido apresentou o pior desempenho, com o maior valor de aceleração RMS, seguido pela condição criticamente amortecida.

Este comportamento pode ser explicado pela capacidade do sistema sub amortecido em responder mais rapidamente às excitações da estrada, reduzindo a transferência de excitação para o condutor. Em contrapartida, o sistema de sobre amortecido responde de forma mais lenta, por ser mais resistente às excitações, o que resulta em maiores transmissões de vibrações. Já no caso de amortecimento crítico, por definição, procura um equilíbrio entre uma resposta suave e recuperação mais rápida para uma posição de repouso, mas ainda assim apresentou desempenho inferior ao sistema sub amortecido.

Assim, o regime sub amortecido mostrou-se mais eficaz em termos de conforto do condutor, segundo os valores de aceleração RMS obtidos.

As representações gráficas da evolução do valor de acelerações RMS para os três sistemas de amortecimento encontram-se no Anexo A.

7.4. Estudo 2

Seguindo agora para o Modelo 2, são apresentados os resultados obtidos para o perfil de estrada 3, com o veículo a viajar também a 20 m/s (72 km/h).

Na Tabela 15 estão apresentados os valores de aceleração RMS para os três tipos de amortecimento.

Tabela 15 – Resultados das simulações ao Modelo 2 (Perfil de estrada 3)

Amortecimento	RMS [m/s²]	Classificação de conforto
c_{\downarrow}	0,372	Pouco desconfortável
c_c	0,517	Pouco/razoavelmente desconfortável
c_{\uparrow}	0,625	Pouco/razoavelmente desconfortável

Assim como no modelo 1, a configuração sub amortecida resultou no melhor nível de conforto transmitido ao condutor, enquanto no caso sobre amortecida apresentou o pior desempenho. A condição de amortecimento crítico manteve-se numa posição intermédia.

Os resultados reforçam a importância do regime de amortecimento na suspensão automóvel para o conforto, sendo o caso sub amortecido novamente o mais favorável neste cenário. Além disso, mostram que a modelação mais realista do sistema banco-condutor pode alterar o comportamento dinâmico do sistema, influenciando a resposta final de conforto do condutor.

As representações gráficas da evolução do valor de acelerações RMS para os três cenários de amortecimento encontram-se no Anexo B.

7.5. Estudo 3

Com o objetivo de avaliar a resposta dinâmica do condutor a excitações localizadas e súbitas, foram realizadas simulações do veículo a transitar através de uma lomba, o perfil de estrada 1, a uma velocidade de 2,78 m/s (aproximadamente 10 km/h). A análise visa quantificar os deslocamentos e acelerações verticais, nos diferentes sistemas de amortecimento.

Segundo a Norma ISO 2631-5, acelerações verticais absolutas acima de valores de $9,81 \text{ m/s}^2$ representam condições severas de desconforto principalmente para a coluna vertebral do condutor.

Na Tabela 16 estão presentes os resultados da aceleração vertical máximos retirados das simulações efetuadas.

Tabela 16 – Resultados das simulações ao Modelo 3 (Perfil de estrada 1)

Amortecimento	Aceleração vertical máxima em módulo [m/s²]	Severidade
c_{\downarrow}	5,936	Não severo
c_c	12,380	Severo
c_{\uparrow}	16,089	Severo

Como se pode verificar, no caso de um sistema sobre amortecido, o valor de aceleração é bastante elevado comparado com os outros dois sistemas, sendo o mais severo para o condutor, seguido pelo sistema criticamente amortecido. O sistema sub amortecido é o único que não é severo nestas condições, isto deve-se ao facto de o mesmo não apresentar uma resistência acentuada à excitação provocada e ter uma resposta lenta na reação à mesma, apesar de apresentar maior oscilação após a lomba.

No Anexo C deste trabalho encontram-se as representações gráficas referentes às variáveis de deslocamento vertical para o caso do sistema criticamente amortecido para efeitos de visualização e para análise quantitativa. Estão presentes também as representações gráficas das acelerações verticais para determinação do desconforto para os três cenários de amortecimento. Especial atenção será tomada para o elemento corporal do tronco, que é o elemento que engloba a coluna vertebral do condutor.

7.6. Estudo 4

Novamente, o objetivo é avaliar a resposta a excitações localizadas e súbitas, mas desta vez com o veículo a transitar através de duas lombas, o perfil de estrada 2. A velocidade do veículo manteve-se a 2,78 m/s (aproximadamente 10 km/h).

A comparação dos valores de acelerações verticais absolutas com o valor de 9,81 m/s² mantém-se, como forma de classificar o conforto quanto à severidade dos efeitos na coluna vertebral do condutor.

Como seria de esperar, o veículo ao passar na primeira lomba, em que será a primeira excitação que enfrenta, traduz-se nos mesmos valores de aceleração vertical que no caso do perfil de estrada 1.

Para análise comparativa, na Tabela 17 estão presentes os valores de aceleração vertical máximas registados no contacto com a segunda lomba.

Tabela 17 – Resultados das simulações ao Modelo 3 (Perfil de estrada 2)

Amortecimento	Aceleração vertical máxima em módulo [m/s ²]	Severidade
c_{\downarrow}	6,715	Não severo
c_c	11,858	Severo
c_{\uparrow}	14,801	Severo

Para o caso do sistema sub amortecido, à passagem na segunda lomba, a aceleração máxima registada é maior que na passagem da primeira. Deve-se ao facto de ainda estarem as rodas traseiras a passar na primeira lomba e as rodas dianteiras estarem já a descer a segunda, juntando ao facto de a capacidade de recuperação de repouso ser mais lenta. Ainda assim, o nível é considerado não severo. Por outro lado, devido à capacidade de recuperação do estado de repouso ser mais rápido, o mesmo não acontece nos sistemas sobre amortecido e criticamente amortecido. Tendo a última observação em consideração, o nível de desconforto nestes últimos dois casos, é severo.

No Anexo D estão presentes as representações gráficas dos deslocamentos verticais do sistema criticamente amortecido para visualização e análise quantitativa. Estão também presentes as representações gráficas das acelerações verticais para os três cenários de amortecimento.

7.7. Estudo 5

Na Tabela 18 estão apresentados os valores retirados dos testes para os três tipos de amortecimento com o veículo a viajar no perfil de estrada 3 a 20 m/s (72 km/h). Para este caso, o valor a ser analisado será o RSS, sendo que a análise de conforto será efetuada para o conjunto da anca e tronco do condutor. As representações gráficas de deslocamentos verticais, acelerações verticais e acelerações RMS para o sistema criticamente amortecido, e acelerações RSS para os três sistemas de amortecimento para esta iteração de testes, estão presentes no Anexo E.

Tabela 18 – Resultados das simulações ao Modelo 3 (Perfil de estrada 3)

Amortecimento	RSS [m/s ²]	Classificação de conforto
c_{\downarrow}	0,508	Pouco/razoavelmente desconfortável
c_c	0,696	Razoavelmente desconfortável
c_{\uparrow}	0,837	Razoavelmente desconfortável/desconfortável

Observa-se novamente um maior desconforto quando se trata de um sistema de suspensão sobre amortecido. Também, comparando os valores, conclui-se que o sistema sendo criticamente amortecido é mais desconfortável que o sistema sub amortecido.

Para uma análise das diferenças entre modelos implementados, na Tabela 19 estão representados os valores de aceleração RMS para o caso dos Modelos 1 e 2, e os valores de aceleração RSS para o caso do Modelo 3, de forma a ser possível fazer uma comparação direta. De notar que o veículo em estudo é igual para os três modelos, bem como a velocidade do veículo (20 m/s).

Tabela 19 – Comparação de resultados entre Modelos

Amortecimento	Modelo	RMS/RSS [m/s ²]	Classificação de conforto
c_{\downarrow}	1	0,359	Pouco desconfortável
	2	0,372	Pouco desconfortável
	3	0,508	Pouco/razoavelmente desconfortável
c_c	1	0,505	Pouco/razoavelmente desconfortável
	2	0,517	Pouco/razoavelmente desconfortável
	3	0,696	Razoavelmente desconfortável
c_{\uparrow}	1	0,612	Pouco/razoavelmente desconfortável
	2	0,625	Pouco/razoavelmente desconfortável
	3	0,837	Razoavelmente desconfortável/desconfortável

À medida que o modelo é mais detalhado, adicionará mais graus de liberdade ao sistema, podendo amplificar as vibrações em determinadas frequências, podendo até haver eventos de ressonância, levando à conclusão de que quanto maior é a complexidade do modelo, menor será o nível de conforto. Conclui-se também que a consistência de resultados entre os tipos de amortecimentos se mantém, independentemente qual seja o modelo em estudo.

No Anexo E estão presentes as representações gráficas dos resultados retirados.

7.8. Estudo 6

Para uma comparação do conforto sentido por uma velocidade diferente, foram realizados testes ao Modelo 3, mas desta vez com o veículo a viajar a 10 m/s (36 km/h).

Na Tabela 20 estão os resultados em comparação com os testes realizados no estudo anterior (7.7) a 20 m/s (72 km/h).

Tabela 20 – Comparação de resultados com velocidades diferentes

Amortecimento	Velocidade [m/s]	RSS [m/s^2]	Classificação de conforto
c_{\downarrow}	10	0,274	Não desconfortável
	20	0,508	Pouco/razoavelmente desconfortável
c_c	10	0,454	Pouco desconfortável
	20	0,696	Razoavelmente desconfortável
c_{\uparrow}	10	0,584	Pouco/razoavelmente desconfortável
	20	0,837	Razoavelmente desconfortável/desconfortável

Ao reduzir a velocidade, para este perfil de estrada, reduz a intensidade das excitações transmitidas para o sistema de suspensão do veículo que por sua vez se irá notar na resposta às vibrações do corpo do condutor. Pode-se observar que houve um aumento significativo de conforto quando a velocidade é reduzida de 20 para 10 m/s. Percentualmente, no caso do sistema sub amortecido, a redução do valor de aceleração RSS é de 46%, que é bastante elevado. No caso dos sistemas sobre amortecido e criticamente amortecidos, a redução ronda os 30% e os 35%, respetivamente.

7.9. Estudo 7

Para o presente estudo, para além da posição do banco já previamente definida (neste capítulo referido como posição 2), foram definidas mais duas posições diferentes para posterior análise da diferença que faz a posição do condutor relativamente ao CG do veículo.

No esquema da Figura 17 estão representadas as três posições diferentes em análise.

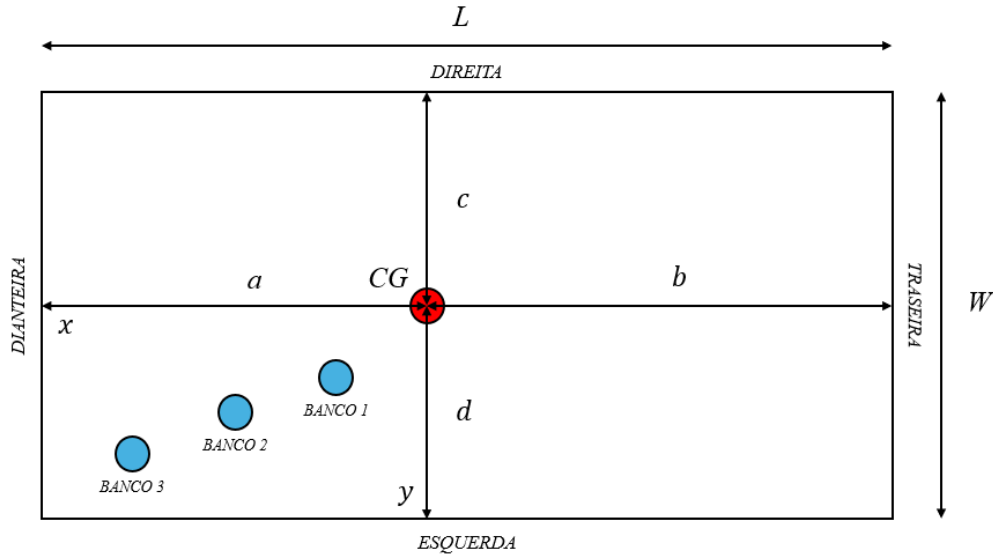


Figura 17 – Posições do banco em estudo

Na Tabela 21 estão definidas as posições dos bancos em estudo, relativamente ao CG do veículo.

Tabela 21 – Posições do banco definidas para as simulações

Banco	x_{banco} [mm]	y_{banco} [mm]
1	300,3	175,25
2	600,6	350,5
3	900,9	525,75

Para a análise dos resultados, foi definida a velocidade do veículo de 20 m/s (72 km/h) para todas as posições. Na Tabela 22 estão apresentados os resultados para as três posições para uma comparação direta.

Tabela 22 – Comparação de resultados para posições do banco diferentes

Amortecimento	Posição	RSS [m/s ²]	Classificação de conforto
c_{\downarrow}	1	0,475	Pouco desconfortável
	2	0,508	Pouco/razoavelmente desconfortável
	3	0,564	Pouco/razoavelmente desconfortável
c_c	1	0,615	Pouco/razoavelmente desconfortável
	2	0,696	Razoavelmente desconfortável
	3	0,820	Razoavelmente desconfortável/desconfortável
c_{\uparrow}	1	0,715	Razoavelmente desconfortável
	2	0,837	Razoavelmente desconfortável/desconfortável
	3	1,010	Desconfortável

É notável a diferença de conforto entre as três posições diferentes. No caso da posição 1, os valores de aceleração RMS reduziram significativamente por esta estar mais perto do CG do veículo, devendo-se ao facto de haver uma redução do efeito do ângulo de rotação *Roll* do veículo, que por sua vez irá diminuir as vibrações expostas ao condutor. Por outro lado, o efeito é exatamente o contrário no caso da posição 3, pois o condutor situa-se mais afastado do CG, aumentando o efeito do ângulo de rotação *Roll* sofrido pelo veículo. Para uma demonstração mais simplificada da diferença dos efeitos destes dois momentos, foi feito um teste adicional do veículo a passar pelo perfil de estrada 1, a 10 km/h, com as três posições diferentes e considerando o sistema de amortecimento crítico, como representado na Figura 18.

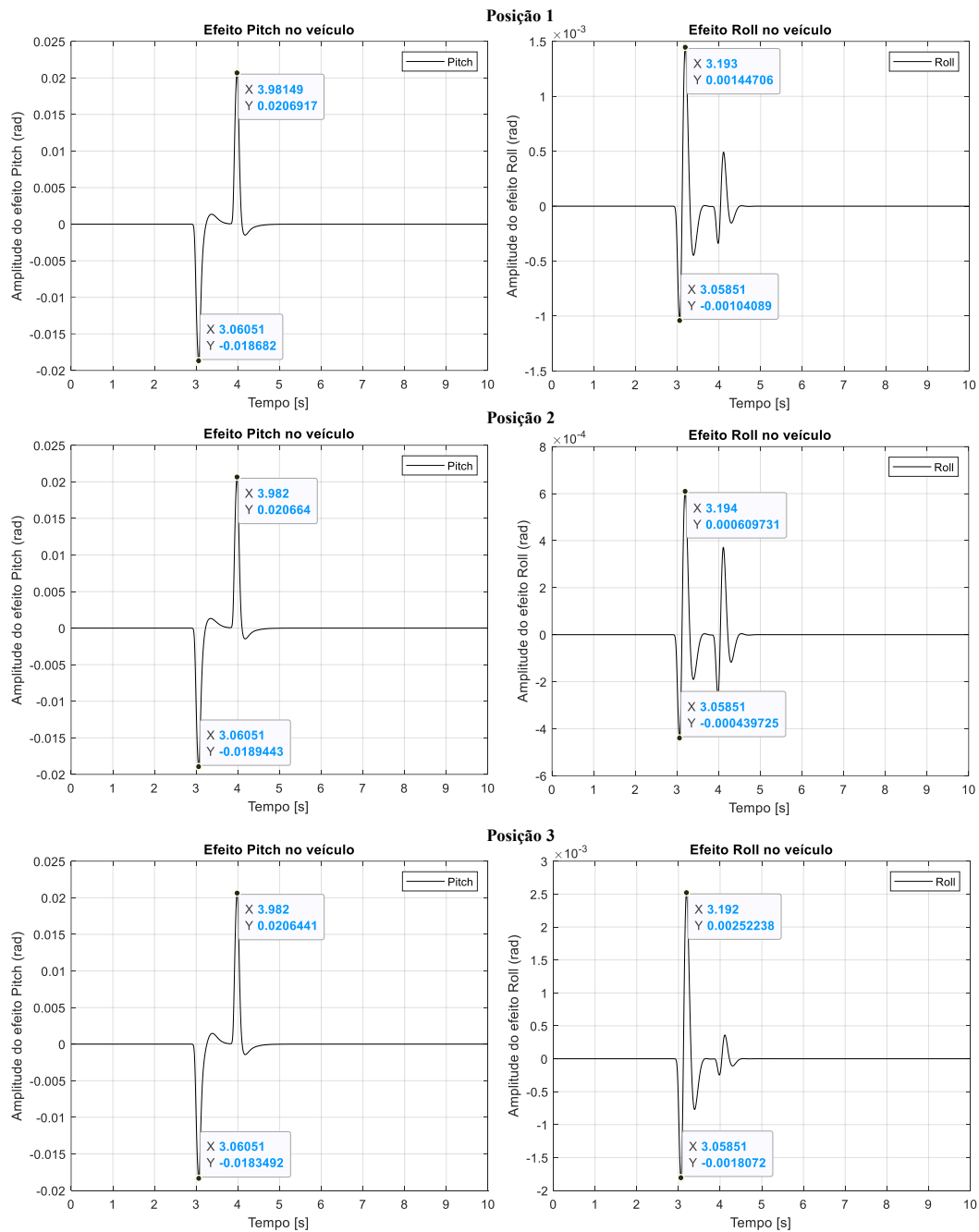


Figura 18 – Efeitos do *Pitch* e *Roll* para a Posição 1, 2 e 3

Como se pode observar na figura, ainda que a escala não seja igual em todos os exemplos, à medida que o condutor se aproxima do CG do veículo, maior será o efeito do *Pitch* e menor será o efeito do *Roll*. No caso do *Pitch*, as diferenças são muito reduzidas, quase nulas, entre as posições diferentes, dado que a excitação de estrada é transversal ao veículo. Por outro lado, no caso do *Roll*, as diferenças são mais acentuadas entre as posições diferentes. Com o efeito do peso do condutor, estando mais perto do CG, o ângulo de rotação do *Roll* não será tão acentuado, como verificado. Portanto, em suma, a diferença entre os níveis de conforto das três posições deve-se mais ao efeito do *Roll*.

7.10. Estudo 8

De forma a fazer um estudo de conforto a veículos diferentes, foi realizada a modelação de dois veículos adicionais para além do pré-definido na secção 7.1, sendo este definido como veículo 1. Na Tabela 23 estão as variáveis envolvidas na modelação dos veículos adicionais, veículo 2 e 3.

Tabela 23 – Variáveis definidas para o veículo 2 e 3

Variável	Veículo 2 – Mercedes 190E (1987) [5]	Veículo 3 – Toyota Tacoma (1998) [5]
$k_{fd,fe}$	25000 N/m [6]	71310 N/m [11]
$k_{td,te}$	25000 N/m [6]	104045 N/m [11]
$k_{p1,p2,p3,p4}$	350000 N/m [7]	296262 N/m [11]
M	1306,52 kg	2041,79 kg
$m_{fd,fe,td,te}$	60 kg [6]	70 kg
I_y	2087 kg/m ²	3865 kg/m ²
I_x	436 kg/m ²	638 kg/m ²
Distância entre eixos (L)	2664 mm	3101 mm
Largura de via (W)	1429 mm	1438 mm
Distância da dianteira ao CG (a)	1221 mm	1652 mm
Distância da traseira ao CG (b)	1443 mm	1449 mm
Distância da direita ao CG (c)	714,5 mm	719 mm
Distância da esquerda ao CG (d)	714,5 mm	719 mm

O objetivo será comparar dois veículos da mesma gama, com dimensões e massas bastante parecidas com o veículo 1, mas com o sistema de suspensão igual. Por outro lado, procedeu-se à modelação de um veículo bastante diferente do veículo 1 e 2. No caso do veículo 3, trata-se de um veículo todo-o-terreno com dimensões, massas e sistema de suspensão bastante diferentes. Na Tabela 24, apresentam-se os valores das constantes de amortecimento calculados utilizando o mesmo método que na secção 7.1.1 para os veículos 2 e 3, para o caso do sistema criticamente amortecido. Os valores das constantes de amortecimento para os sistemas de alto e baixo amortecimento foram assumidos.

Tabela 24 – Valores definidos para as constantes de amortecimento dos veículos 2 e 3

Veículo	Amortecimento	Dianteira [Ns/m]	Traseira [Ns/m]
2	c_{\downarrow}	2000	2000
	c_c	5471,64	5948,63
	c_{\uparrow}	8000	8000
3	c_{\downarrow}	8000	10000
	c_c	12445,55	14092,38
	c_{\uparrow}	16000	18000

Tendo todas as variáveis definidas, na Tabela 25 estão então presentes os resultados das simulações realizadas, considerando a mesma velocidade para todos os testes, 20 m/s (72 km/h).

Tabela 25 – Comparação de resultados com veículos diferentes

Amortecimento	Veículo	RSS [m/s^2]	Classificação de conforto
c_{\downarrow}	1	0,508	Pouco/razoavelmente desconfortável
	2	0,488	Pouco desconfortável
	3	0,746	Razoavelmente desconfortável
c_c	1	0,696	Razoavelmente desconfortável
	2	0,680	Razoavelmente desconfortável
	3	0,908	Razoavelmente desconfortável/desconfortável
c_{\uparrow}	1	0,837	Razoavelmente desconfortável/desconfortável
	2	0,821	Razoavelmente desconfortável/desconfortável
	3	1,036	Desconfortável

Comparando os veículos mais semelhantes, o original, 1, e o 2, conclui-se que o veículo 2 é mais confortável nas três condições de amortecimento em relação ao veículo 1, ainda que a diferença seja bastante reduzida. Tendo os momentos de inércia semelhantes, a diferença entre as massas suspensas dos veículos, sendo do veículo 2 maior, é um dos fatores para a melhoria do conforto devido ao facto que, sendo de um valor maior, tende a atenuar a resposta do sistema devido a uma maior inércia vertical. Por outro lado, uma maior distância entre eixos do veículo 2 acaba por atenuar o efeito do *Pitch*, diminuindo a excitação longitudinal do condutor neste caso.

No caso do veículo 3, sendo bastante diferente dos outros dois, nota-se uma diferença acentuada no conforto do mesmo. Um sistema de suspensão projetado para carga, sendo mais rígido, acentua as acelerações verticais, acabando por acentuar também o desconforto. A distribuição de massa, sendo mais dominante na dianteira, acentua a tendência de oscilações no *Pitch* durante as excitações frontais.

7.11. Estudo 9

No presente estudo, foram analisados os veículos 1 e 3, bastante distintos entre eles, como já demonstrado, a circular sobre o perfil de estrada 3, considerando diferentes velocidades e as três condições de amortecimento (c_l , c_c e c_\uparrow). O objetivo será investigar o comportamento do valor de RSS em função da velocidade e do regime de amortecimento, de forma a compreender tendências gerais, diferenças entre veículos e fenômenos de convergência/divergência em diferentes regimes de velocidade (1, 2, 5, 7 e 10 m/s). Na Tabela 26 estão representados os resultados.

Tabela 26 – Resultados dos valores de RSS em função do tempo para os veículos 1 e 3

Velocidade [m/s]	RSS (c_l) [m/s ²]	RSS (c_c) [m/s ²]	RSS (c_\uparrow) [m/s ²]
Veículo 1			
1	0,109	0,166	0,207
2	0,162	0,248	0,310
5	0,252	0,403	0,506
7	0,279	0,475	0,599
10	0,274	0,454	0,584
Veículo 3			
1	0,202	0,242	0,273
2	0,293	0,353	0,400
5	0,477	0,583	0,663
7	0,555	0,667	0,760
10	0,653	0,800	0,905

De forma a complementar a análise apresentada na Tabela 26 e permitir uma melhor visualização da evolução dos resultados obtidos, apresentam-se dois gráficos que representam o comportamento do valor de RSS em função da velocidade para cada veículo em estudo. Assim, através destas representações gráficas, torna-se mais intuitivo perceber não apenas a tendência de crescimento do RSS com o aumento da velocidade, mas também a diferença relativa entre os veículos e a influência direta do coeficiente de amortecimento, permitindo identificar de forma clara as condições em que ocorre maior convergência ou divergência entre os resultados. Na Figura 19, gráfico (A) é possível observar a resposta do veículo 1, no gráfico (B) apresenta-se a resposta correspondente ao veículo 3, sendo que em ambos os casos são considerados os três regimes de amortecimento analisados (Figura 19).

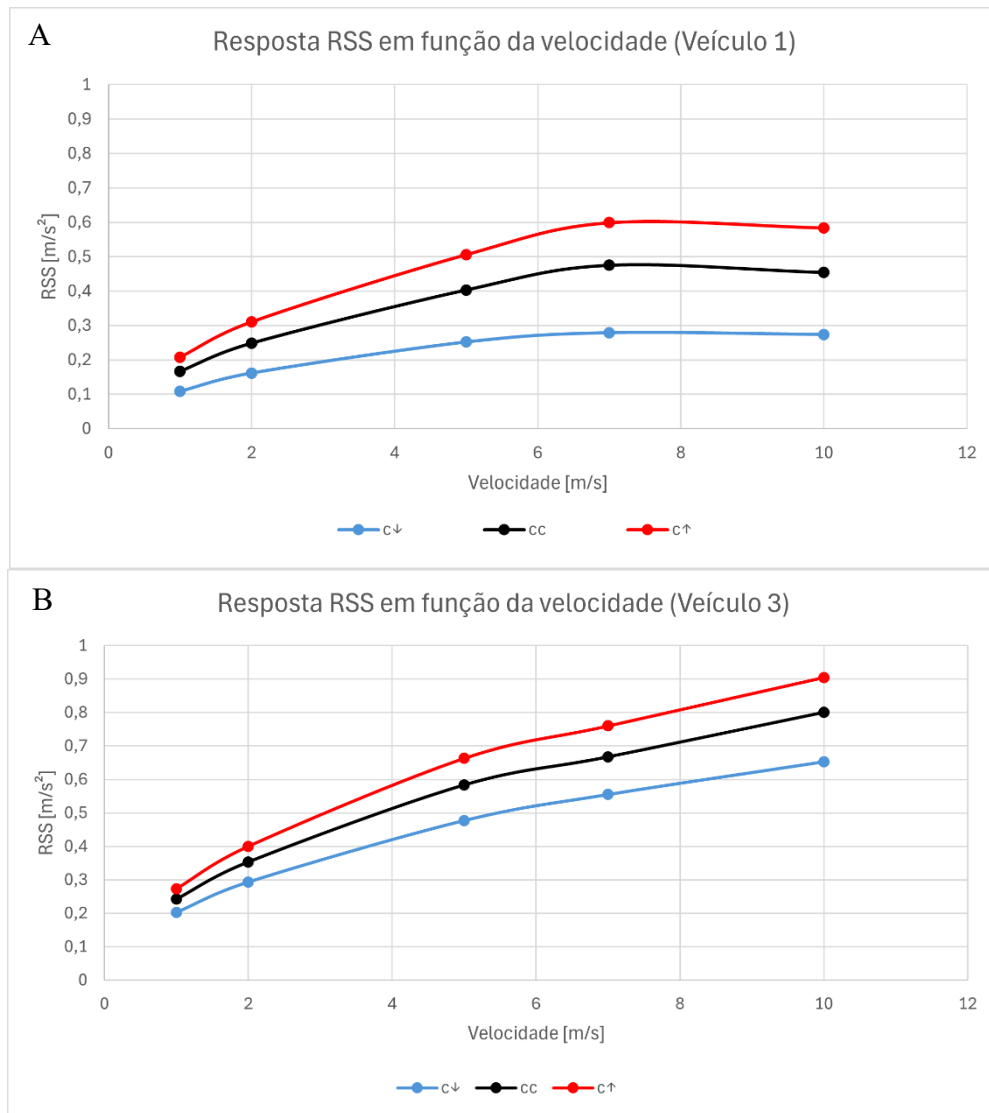


Figura 19 – Resposta RSS em função da velocidade – A: Veículo 1; B: Veículo 3

Analisando os valores de RSS obtidos em função da velocidade para os dois veículos evidencia claramente a influência da velocidade e do coeficiente de amortecimento no conforto durante a circulação no perfil de estrada 3. Para ambos os veículos, observa-se que o RSS aumenta de forma consistente com a velocidade, ainda que, como seria de esperar, no veículo 1, os valores de RSS estabilizam mais cedo que no caso do veículo 3. Por outro lado, comprovando os estudos anteriores, verifica-se que o comportamento do RSS segue a mesma tendência para os três cenários de amortecimento: valores mais baixos no caso de um sistema sub amortecido (c_{\downarrow}), valores intermédios no sistema de amortecimento crítico (c_c) e valores mais elevados no caso de um sistema sobre amortecido (c_{\uparrow}). Independentemente da velocidade e do cenário de amortecimento, o Veículo 3 transmite sempre maiores acelerações verticais, traduzindo-se em valores RSS sempre superiores.

Um fator bastante relevante é a convergência dos valores de RSS para velocidades mais reduzidas. Tanto no veículo 1 quanto no veículo 3, a 1 m/s, os valores são bastante próximos entre os três tipos de amortecimento. Isso ocorre porque, em baixas velocidades, a excitação imposta pelo perfil da estrada é lenta e de baixa frequência, permitindo que todos os sistemas (independentemente da constante de amortecimento) acompanhem a irregularidade do solo com pequenas diferenças dinâmicas. Ou seja, o cenário de amortecimento torna-se menos relevante quando a velocidade é reduzida.

Por outro lado, nota-se uma divergência clara dos valores de RSS em velocidades mais elevadas. Este fenómeno estará associado ao facto de o aumento da velocidade deslocar o conteúdo espectral da excitação para frequências mais altas, que interagem de forma diferente com as características dinâmicas de cada veículo e regime de amortecimento. Nessas condições, pequenas variações de massa, rigidez e amortecimento tornam-se mais significativas, aproximando ou afastando a excitação das frequências naturais do sistema e potenciando fenómenos de ressonância.

Assim, enquanto que em velocidades reduzidas se observa uma convergência de resultados devido ao predomínio de excitações de baixa frequência (às quais todos os sistemas respondem de forma semelhante), em velocidades mais elevadas as diferenças estruturais e de amortecimento conduzem a respostas cada vez mais distintas, resultando em maior divergência dos valores de RSS entre os veículos e entre os regimes de amortecimento.

8. Conclusão

Foram feitas simulações com base no modelo FCM, em que a maior diferença entre elas foram as suas variantes que ditavam a forma como o condutor estava implementado nas mesmas. Sendo a primeira, com uma massa que representa o conjunto banco e condutor, a segunda que tem implementadas duas massas independentes que representam o banco e o condutor e por último, a variante mais complexa, que segmenta o conjunto banco e condutor em quatro massas distintas, sendo elas, o próprio banco, a anca, tronco e cabeça do condutor. À medida que são incorporados mais graus de liberdade nos modelos do condutor, surgem frequências naturais adicionais que podem interagir com o espectro de excitação, podendo ocorrer fenómenos de ressonância.

Em geral, em todos os modelos em estudo, a resposta mais confortável foi obtida com o sistema sub amortecido, o que representa uma linearidade e tendência independentemente do modelo a ser estudado. No entanto, à medida que o modelo se torna mais complexo e segmentado, a classificação de conforto piora, traduzida por um aumento dos valores de aceleração vertical, evidenciando que, com a presença de mais elementos corporais em estudo, existe uma transmissibilidade de vibração mais acentuada. Deste modo, modelos simplificados tendem a subestimar a exposição a vibrações, enquanto que modelos mais realistas são essenciais para avaliações precisas conforme normas como a ISO 2631-1.

O sistema sobre amortecido de suspensão foi o sistema que representou o menor nível de conforto ao longo de todas as simulações. Fenómeno este que se deve ao facto de representar um sistema de suspensão com um amortecedor mais rígido, tendo a capacidade de absorver as excitações sem que o sistema fique a oscilar em torno da posição de equilíbrio, representando maior estabilidade no contacto com a estrada mas pior nível em conforto.

No que se refere à influência da velocidade do veículo nas simulações, observou-se uma redução significativa das acelerações verticais quando a velocidade foi reduzida de 20 m/s para 10 m/s, demonstrando que a velocidade é uma variável diretamente associada ao nível de vibração transmitida ao condutor.

A posição do banco em relação ao centro gravítico do veículo também se mostrou determinante. O banco posicionado mais próximo do CG resulta em menores acelerações verticais, devido à menor influência no momento de rotação *Roll*. Em contraste, o banco posicionado em regiões mais afastadas, apresentaram acelerações significativamente maiores, especialmente em regimes de amortecimento elevados.

Por fim, foi realizada uma comparação entre o veículo original e outros dois modelados posteriormente. Os resultados indicaram que veículos com maior massa suspensa, apresentam maior inércia vertical, podendo atenuar o comportamento face às excitações. Em particular, o veículo 3 exibiu acelerações verticais bastante superiores, evidenciando que o tipo de sistemas de suspensão e distribuição de massa afetam diretamente a dinâmica vibracional transmitida ao condutor.

9. Trabalhos futuros

Para futuro desenvolvimento do modelo desenvolvido neste trabalho, algumas adições poderiam ser consideradas para aprimorar a representatividade e aplicabilidade.

Uma das possibilidades é o refinamento da modelação biomecânica do condutor, dividindo o condutor por mais elementos de corpo rígido. A inclusão de segmentos corporais suplementares permitiria capturar de forma mais realista a dinâmica do corpo humano frente à excitação vibratória transmitida pelo veículo.

A abordagem atual foca-se maioritariamente na dinâmica vertical. Outra extensão deste trabalho que poderia ser bastante relevante consiste na inclusão de graus de liberdade laterais e torsionais no modelo do veículo. Permitiria avaliar o comportamento do modelo em cenários mais complexos, como curvas, pisos inclinados, irregularidades transversais e excitações assimétricas. Essa adição possibilitaria uma avaliação mais abrangente do conforto dinâmico. Uma possível extensão seria também a realização de testes experimentais, por meio de sensores acelerómetros e um sistema de aquisição de dados, que possibilitariam avaliar os ensaios computacionais, permitindo afinar os modelos implementados e adicionando maior credibilidade às conclusões.

Essas evoluções tornariam o modelo o mais próximo possível das condições de uso real, contribuindo para o desenvolvimento de soluções mais eficazes no aprimoramento do conforto automóvel.

Bibliografia

- [1] International Standard, “Mechanical vibration - Road surface profiles - Reporting of measured data,” Geneva, Switzerland, 2016.
- [2] T. Lenkutis, A. Čerškus, N. Šešok, A. Dzedzickis e V. Bučinskas, “Road Surface Profile Synthesis: Assessment of Suitability for Simulation,” Technical University, Vilnius, Lithuania, 2020.
- [3] International Standard, “Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration,” ISO, Switzerland, 1997.
- [4] International Standard, “Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 5: Method for evaluation of vibration containing multiple shocks,” ISO, Geneva, Switzerland, 2018.
- [5] G. J. Heydinger, R. A. Bixel, W. R. Garrott, M. Pyne, J. G. Howe e D. A. Guenther, “Measured Vehicle Inertial Parameters - NHTSA's Data Through November 1998,” Society of Automotive Engineers, Inc, 1999.
- [6] A. Mitra, N. Benerjee, H. A. Khalane, M. A. Sonawane, D. R. Joshi e G. Bagul, “Simulation and Analysis of Full Car Model for various Road profile on a analytically validated MATLAB/SIMULINK model,” *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*.
- [7] R. K. Taylor, L. L. Bashford e M. D. Schrock, “Methods for Measuring Vertical Tire Stiffness,” *Transactions of the ASAE. American Society of Agricultural Engineers*, November 2000.
- [8] S. S. Rao, *Mechanical Vibrations*, Pearson Education Limited, 2017.
- [9] A. Toader, C. Pavel, F. Bausic e R. Ursache, “Biomechanical models used in the analysis of vibrations induced to the human organism,” *Revista Română de Inginerie Civilă, Volumul 14*, 2023.
- [10] P.-É. Boileau e S. Rakheja, “Whole-body vertical biodynamic response characteristics of the seated vehicle driver Measurement and model development,” *Internacional Journal of Industrial Ergonomics* 22, 1998.
- [11] J. Ross, M. A. Hazrat e M. G. Rasul, “Analysis of an off road 4WD vehicle's suspension system modification - Case study of aftermarket suspension lift and

modification of wheel track size,” School of Engineering and Technology, Central Queensland University, Queensland 4472, Australia, 2016.

Bibliografia de figuras

- [1] Imagem adaptada de <https://www.passeidireto.com/pergunta/96180161/atividade-3>
- [2] Imagem adaptada de <https://journals.plos.org/plosone/article?id=10.1371/journal.pone.0269406>
- [3] Imagem retirada de <https://dewesoft.com/pt/aplicacoes/teste-de-vibracao-do-corpo-humano>
- [4] Imagem retirada de <https://svantek.com/pt/aplicacoes/vibracao-de-corpo-inteiro/>

Glossário

CG	Centro gravítico do veículo - Ponto onde se considera concentrada toda a massa do veículo para efeitos de análise dinâmica. A sua posição influencia o comportamento do veículo em movimento.
DoF	<i>Degrees of Freedom</i> (Graus de liberdade) - Representa o número de movimentos independentes possíveis num sistema físico (ex.: translação vertical, rotação em torno de um eixo).
FCM	<i>Full Car Model</i> - Modelo dinâmico completo do veículo que representa o chassis, sistema de suspensão e rodas. Permite simular o comportamento dinâmico do veículo com vários graus de liberdade.
MMA	Massa Mola Amortecedor - Sistema mecânico básico utilizado para representar a suspensão e a interação dinâmica entre diferentes corpos (ex.: veículo, banco e condutor), composto por uma massa (representando o corpo), uma mola (que armazena energia elástica) e um amortecedor (que dissipa energia).
PSD	<i>Power Spectrum Density</i> (Densidade espectral de potência) - Representa a distribuição da potência de um sinal (como um perfil de estrada ou uma vibração) em função da frequência. É usada para caracterizar sinais aleatórios.
RMS	<i>Root Mean Square</i> (Valor quadrático médio) - Mede a magnitude eficaz de um sinal variável no tempo, sendo comum na avaliação de acelerações e vibrações.
RSS	<i>Root Sum of Squares</i> (Raiz da soma dos quadrados) - Método utilizado para combinar diferentes componentes (como acelerações em diferentes eixos) numa medida única equivalente.

Anexo A

Representações gráficas do comportamento de RMS do corpo do condutor em função do tempo, nos três cenários de amortecimento do Modelo 1 no perfil de estrada 3 a 20m/s.

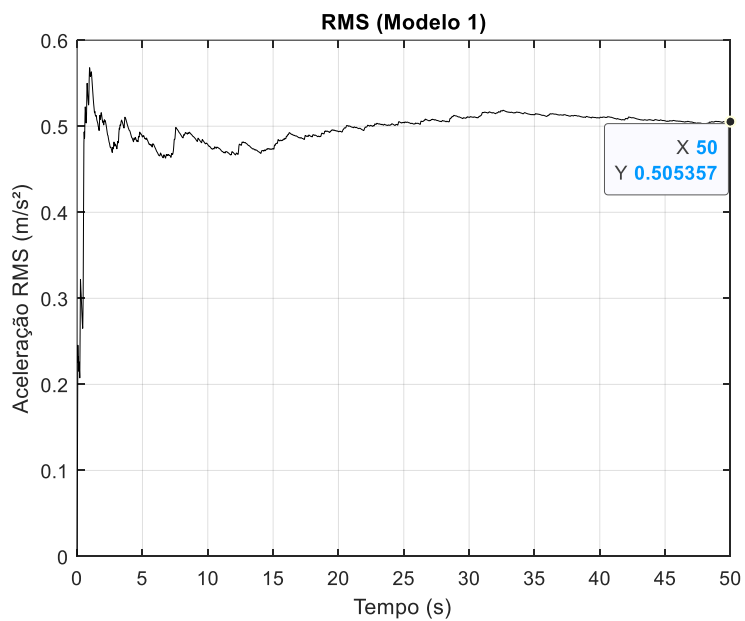


Figura 20 – Valores de acelerações RMS ao longo do tempo (Modelo 1 – Amortecimento crítico)

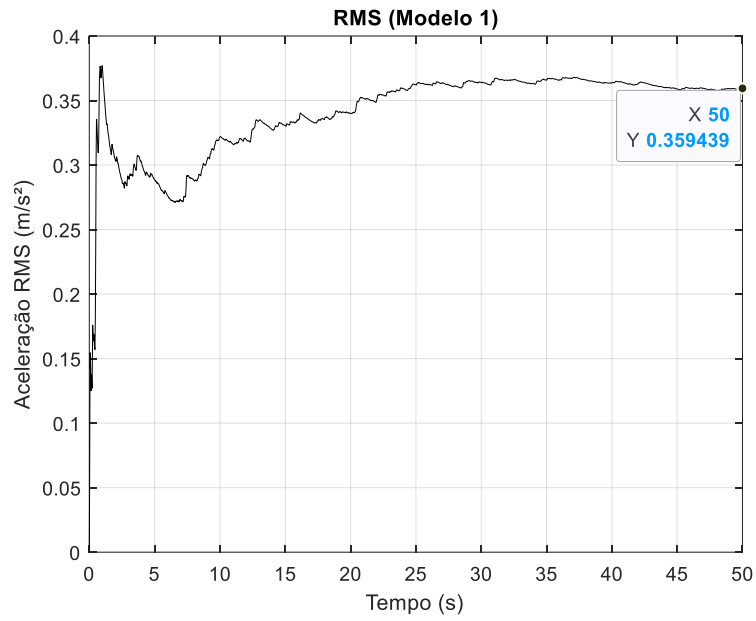


Figura 21 - Valores de acelerações RMS ao longo do tempo (Modelo 1 – Sub amortecido)

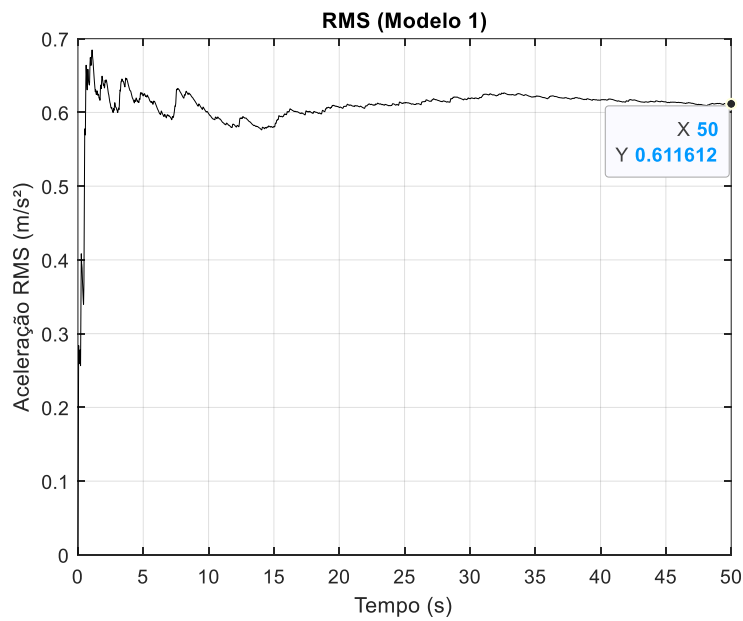


Figura 22 - Valores de acelerações RMS ao longo do tempo (Modelo 1 – Sobre amortecido)

Anexo B

Representações gráficas do comportamento de RMS do corpo do condutor em função do tempo, nos três cenários de amortecimento do Modelo 2 no perfil de estrada 3 a 20m/s.

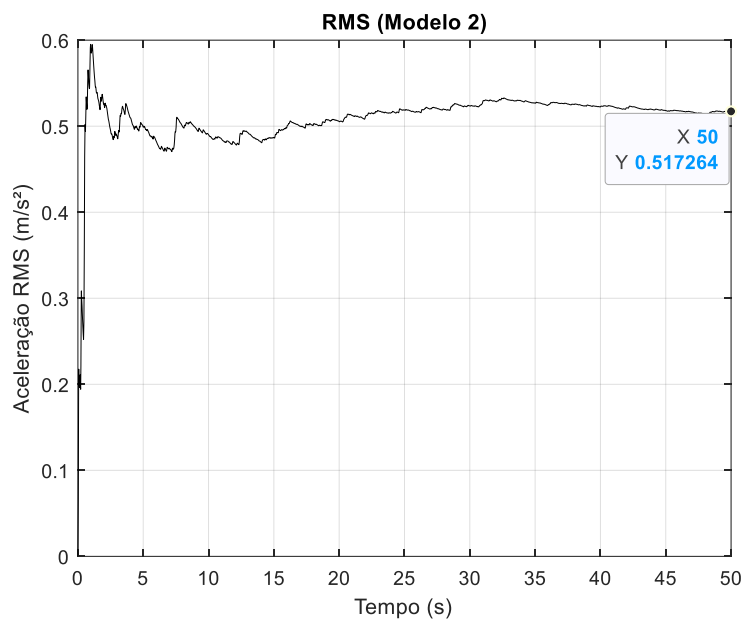


Figura 23 - Valores de acelerações RMS ao longo do tempo (Modelo 2 – Amortecimento crítico)

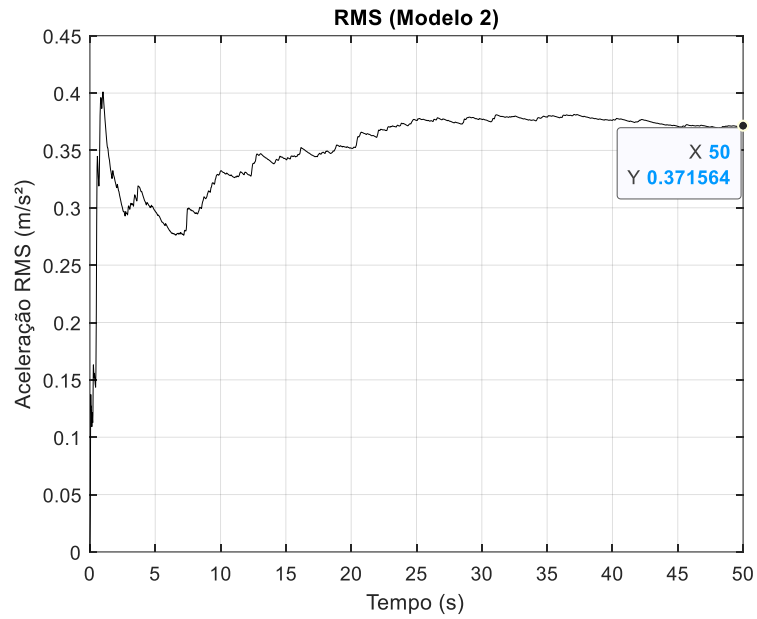


Figura 24 - Valores de acelerações RMS ao longo do tempo (Modelo 2 – Amortecimento baixo)

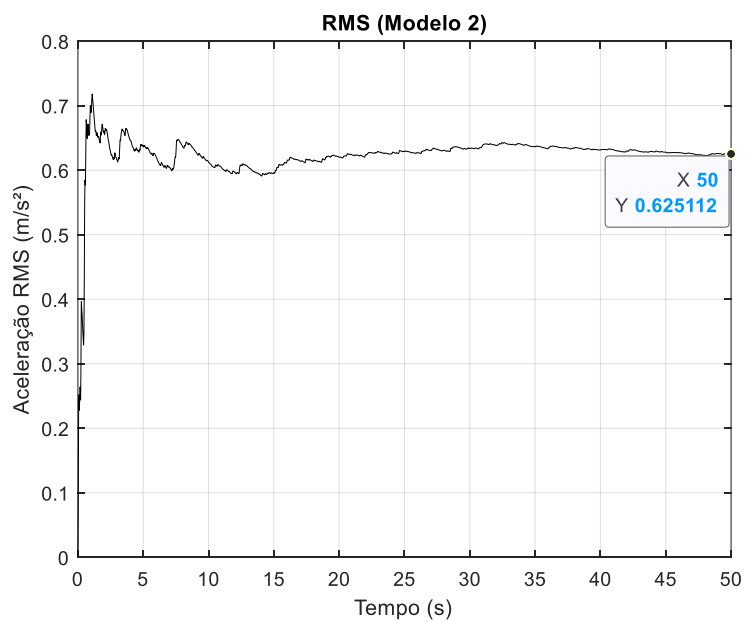


Figura 25 - Valores de acelerações RMS ao longo do tempo (Modelo 2 – Amortecimento alto)

Anexo C

Representações gráficas do comportamento dinâmico em função do tempo dos vários elementos em estudo do Modelo 3 no perfil de estrada 1 a 2,78m/s.

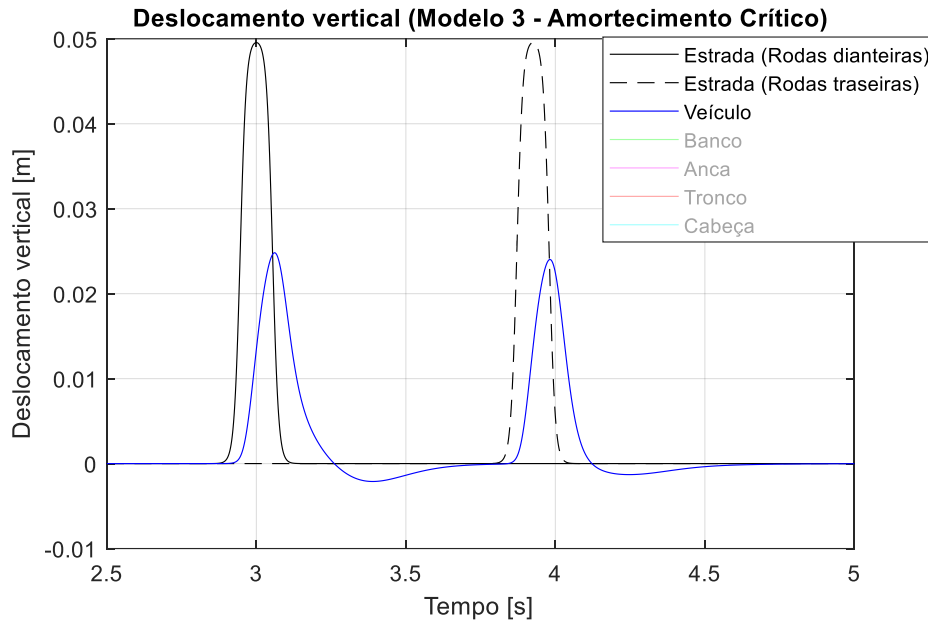


Figura 26 – Deslocamento vertical do veículo (Modelo 3 – Perfil de estrada 1)

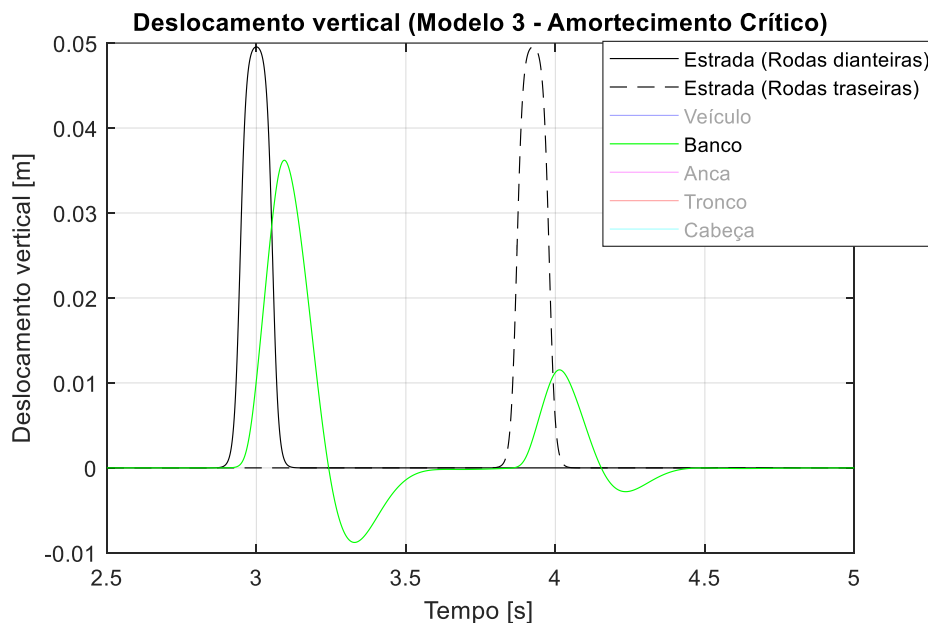


Figura 27 - Deslocamento vertical do banco (Modelo 3 – Perfil de estrada 1)

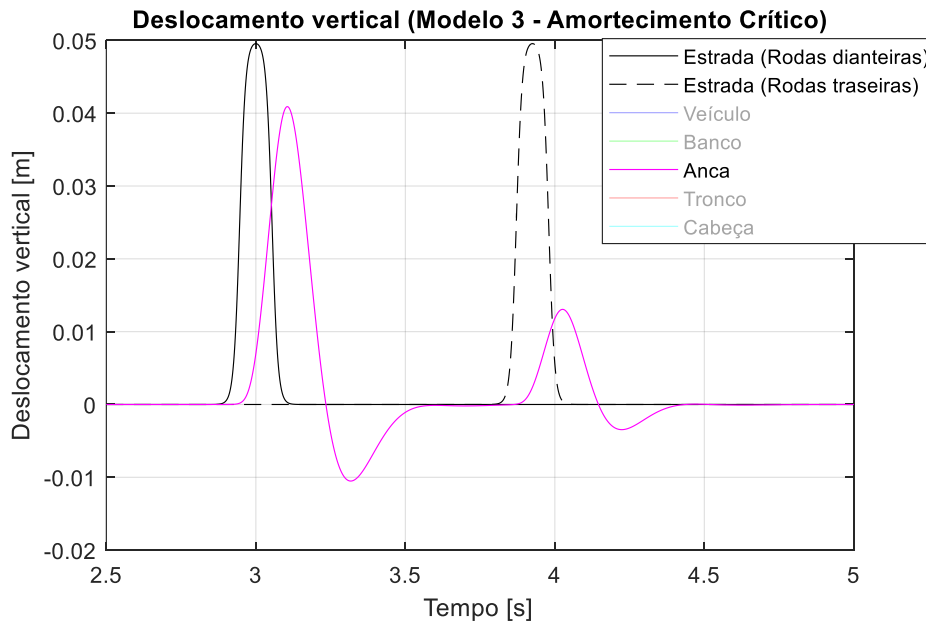


Figura 28 - Deslocamento vertical da anca (Modelo 3 – Perfil de estrada 1)

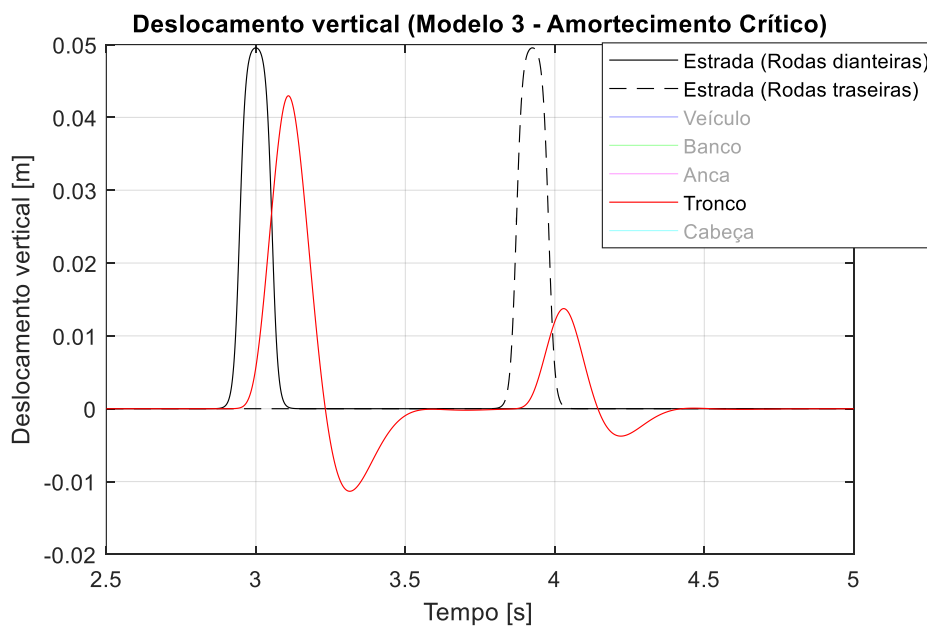


Figura 29 - Deslocamento vertical do tronco (Modelo 3 – Perfil de estrada 1)

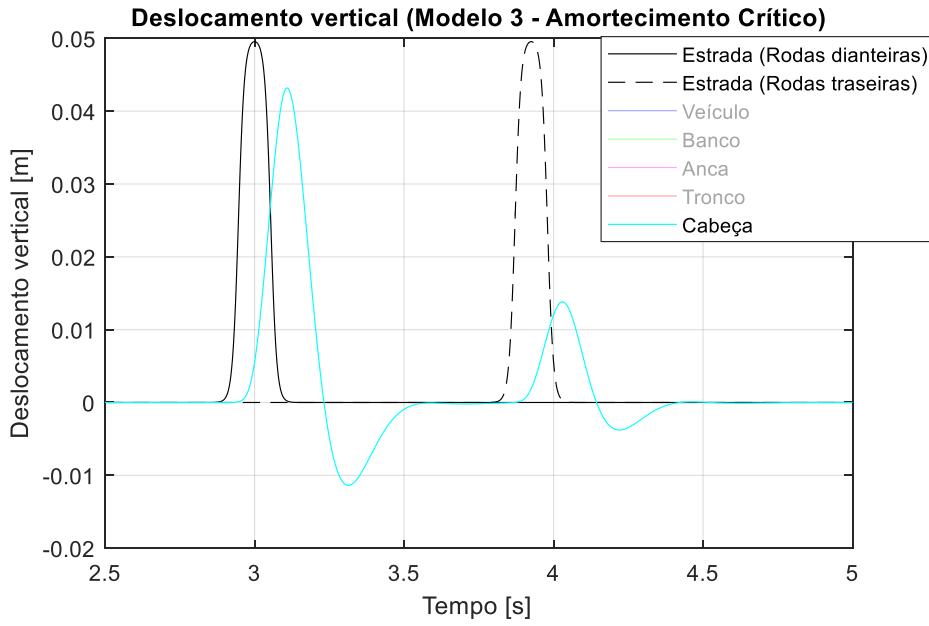


Figura 30 - Deslocamento vertical da cabeça (Modelo 3 – Perfil de estrada 1)

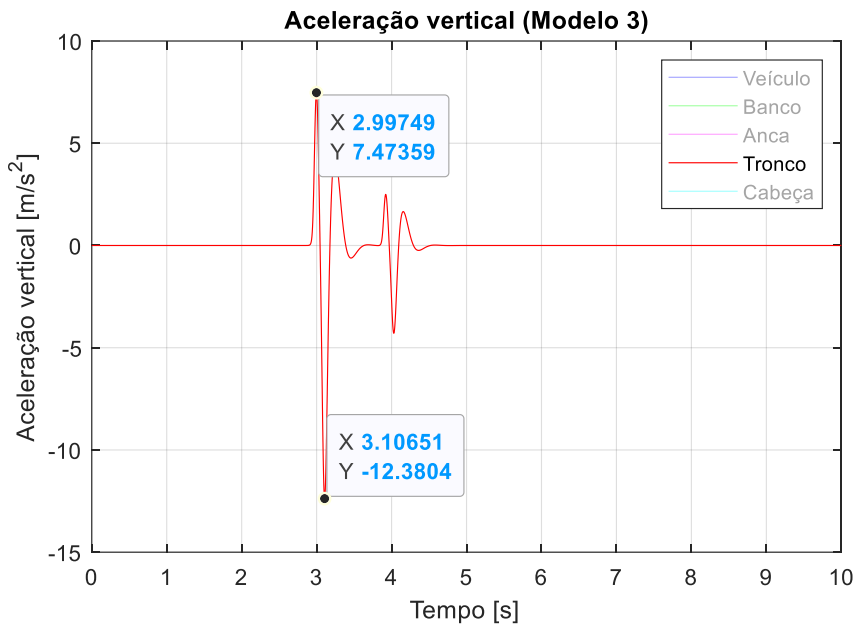


Figura 31 – Aceleração vertical do tronco (Modelo 3 – Perfil de estrada 1 – Amortecimento crítico)

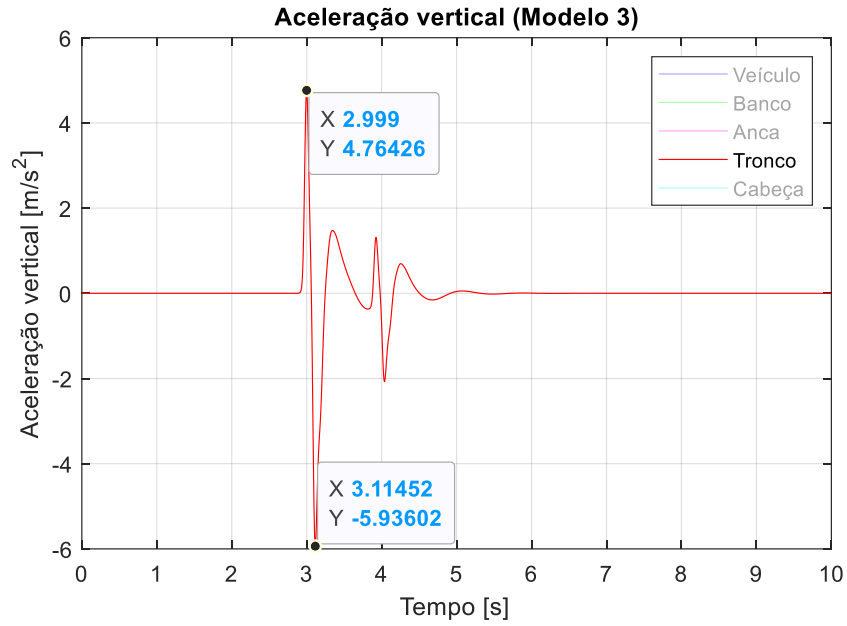


Figura 32 - Aceleração vertical do tronco (Modelo 3 – Perfil de estrada 1 – Sub amortecido)

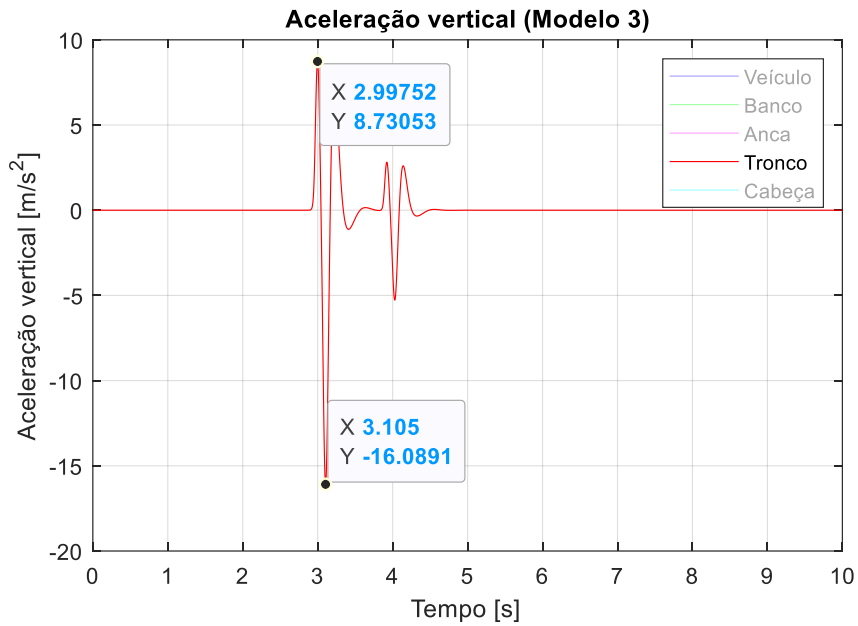


Figura 33 - Aceleração vertical do tronco (Modelo 3 – Perfil de estrada 1 – Sobre amortecido)

Anexo D

Representações gráficas do comportamento dinâmico em função do tempo dos vários elementos em estudo do Modelo 3 no perfil de estrada 2 a 2,78m/s.

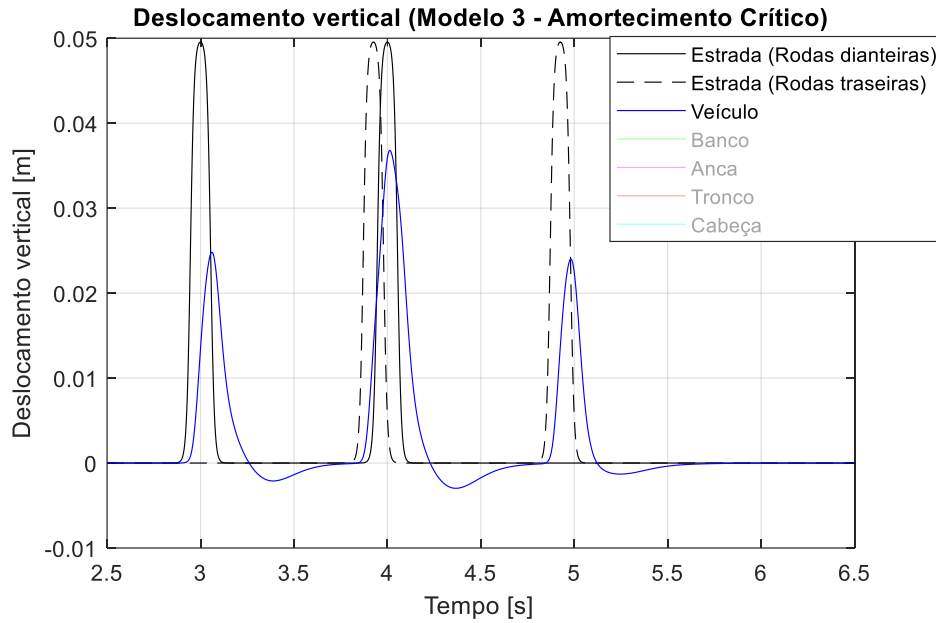


Figura 34 - Deslocamento vertical do veículo (Modelo 3 – Perfil de estrada 2)

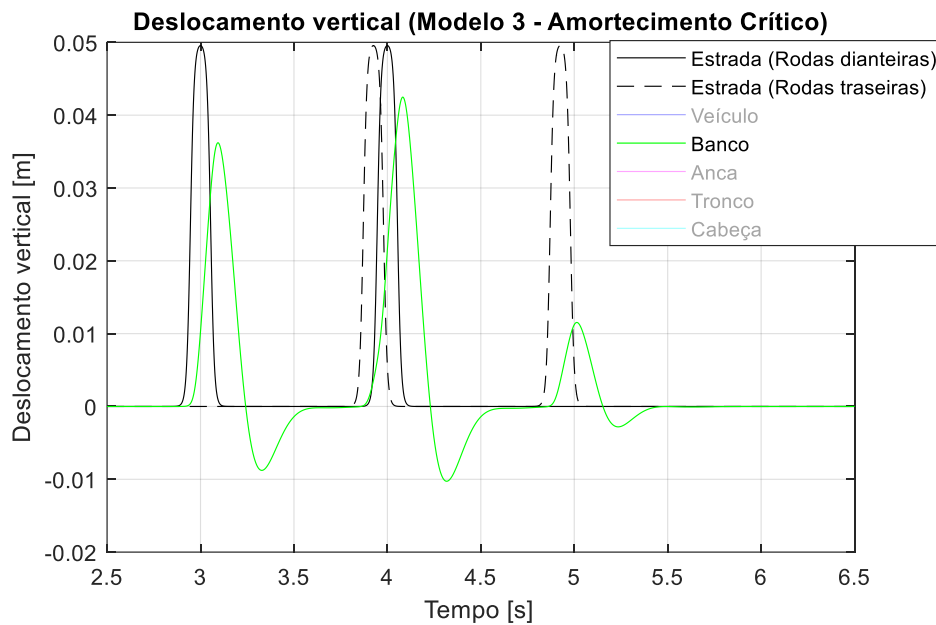


Figura 35 - Deslocamento vertical do banco (Modelo 3 – Perfil de estrada 2)

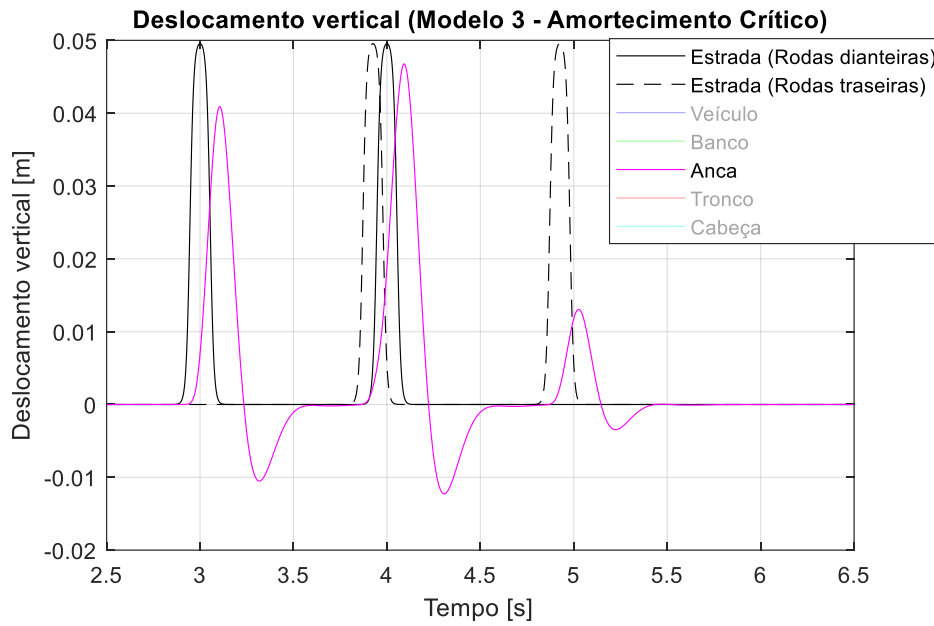


Figura 36 - Deslocamento vertical da anca (Modelo 3 – Perfil de estrada 2)

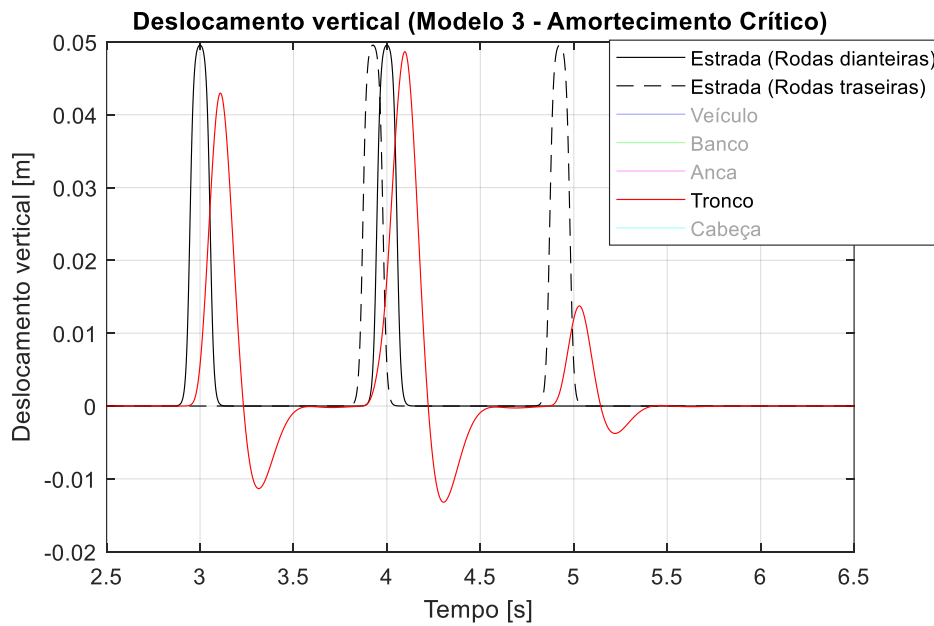


Figura 37 - Deslocamento vertical do tronco (Modelo 3 – Perfil de estrada 2)

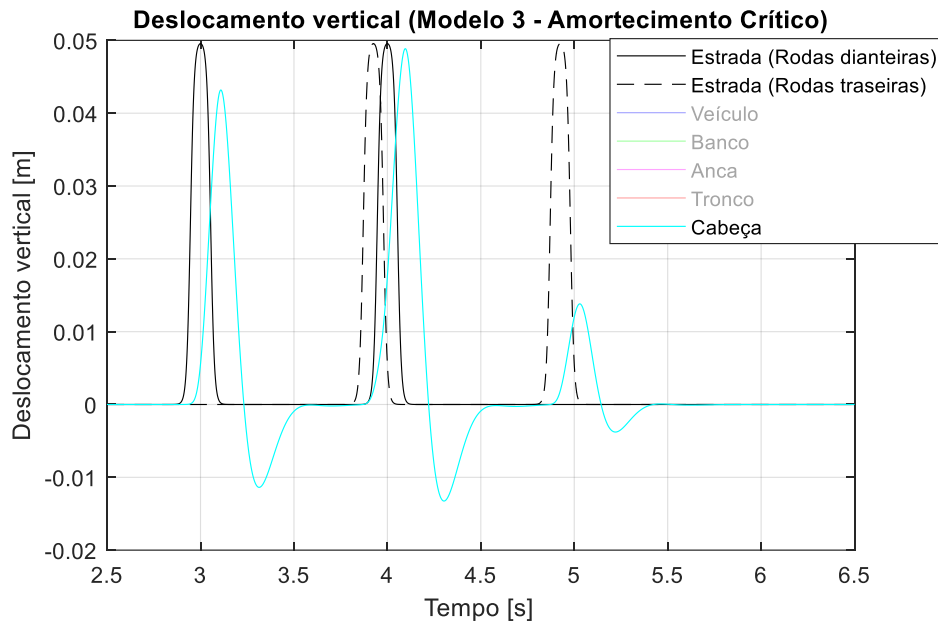


Figura 38 - Deslocamento vertical da cabeça (Modelo 3 – Perfil de estrada 2)

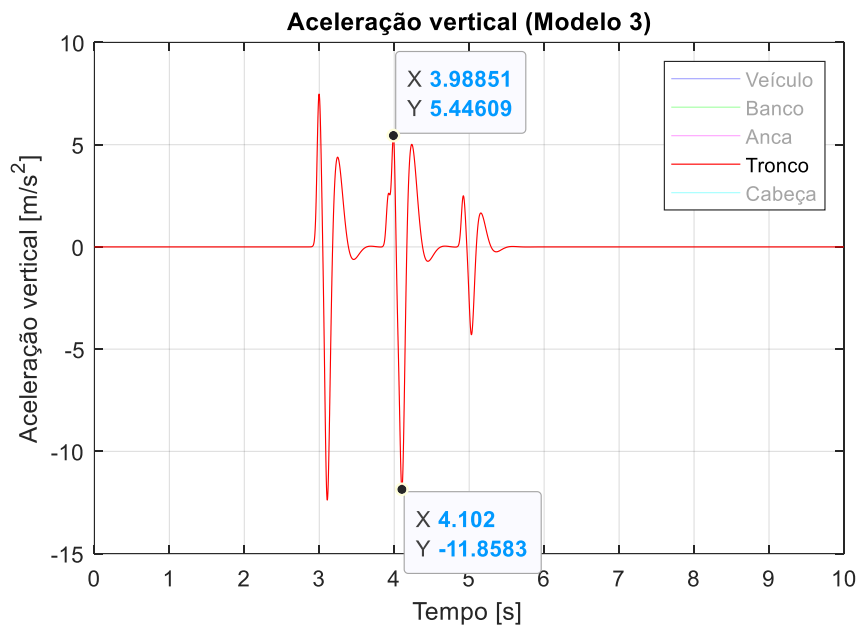


Figura 39 - Aceleração vertical do tronco (Modelo 3 – Perfil de estrada 2 – Amortecimento crítico)

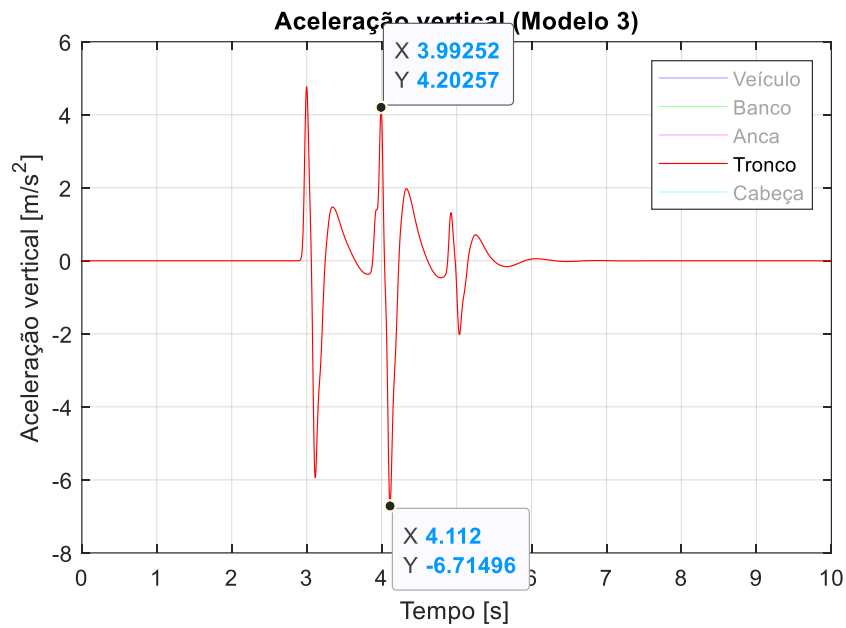


Figura 40 - Aceleração vertical do tronco (Modelo 3 – Perfil de estrada 2 – Sub amortecido)

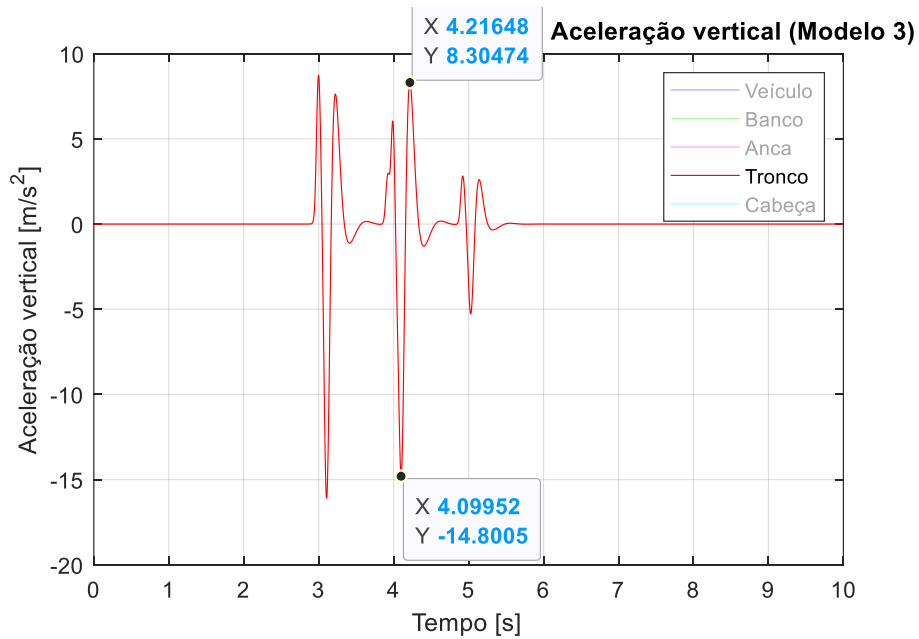


Figura 41 - Aceleração vertical do tronco (Modelo 3 – Perfil de estrada 2 – Sobre amortecido)

Anexo E

Representações gráficas do comportamento dinâmico em função do tempo dos vários elementos em estudo, no cenário de amortecimento crítico do Modelo 3 no perfil de estrada 3 a 20m/s.

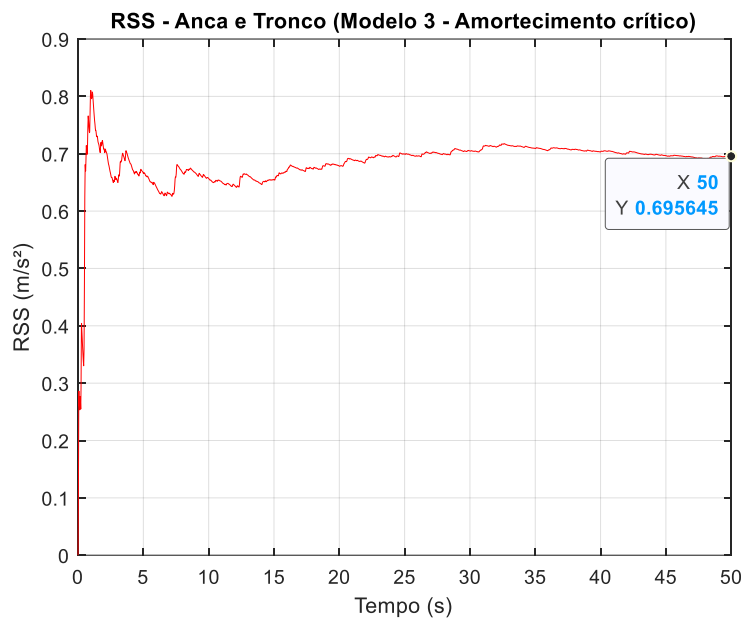


Figura 42 - Valores de acelerações RSS ao longo do tempo (Modelo 3)

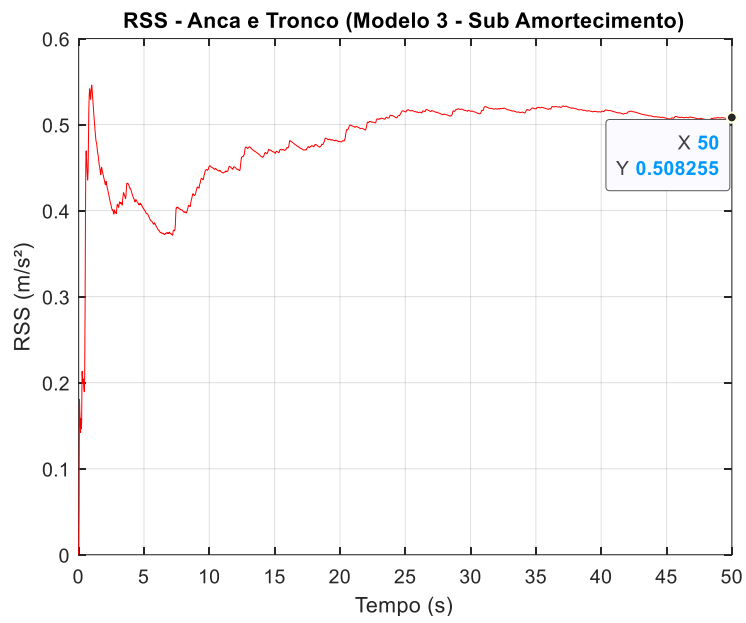


Figura 43 - Valores de acelerações RSS ao longo do tempo (Modelo 3)

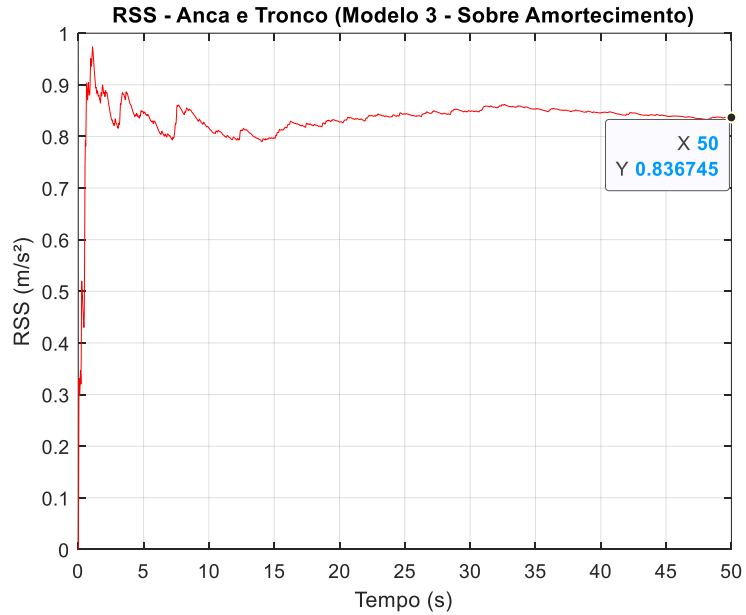


Figura 44 - Valores de acelerações RSS ao longo do tempo (Modelo 3)

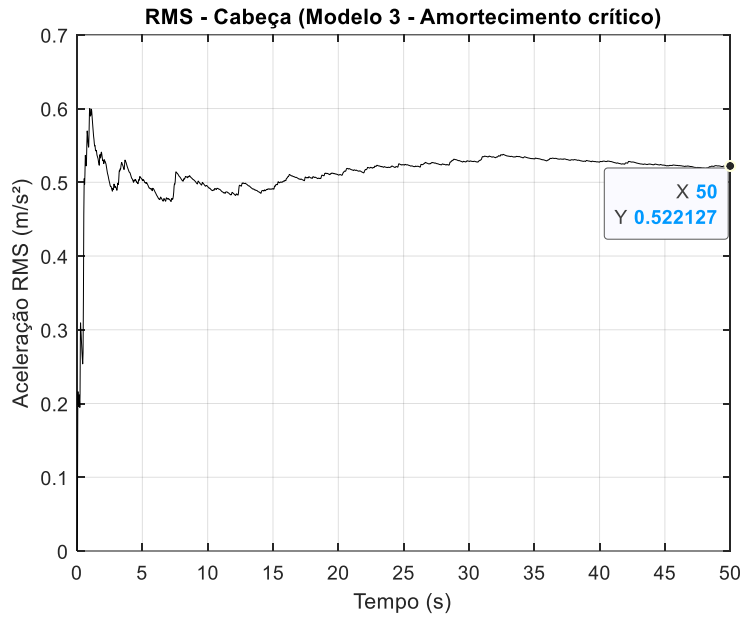


Figura 45 - Valores de acelerações RMS ao longo do tempo (Modelo 3)

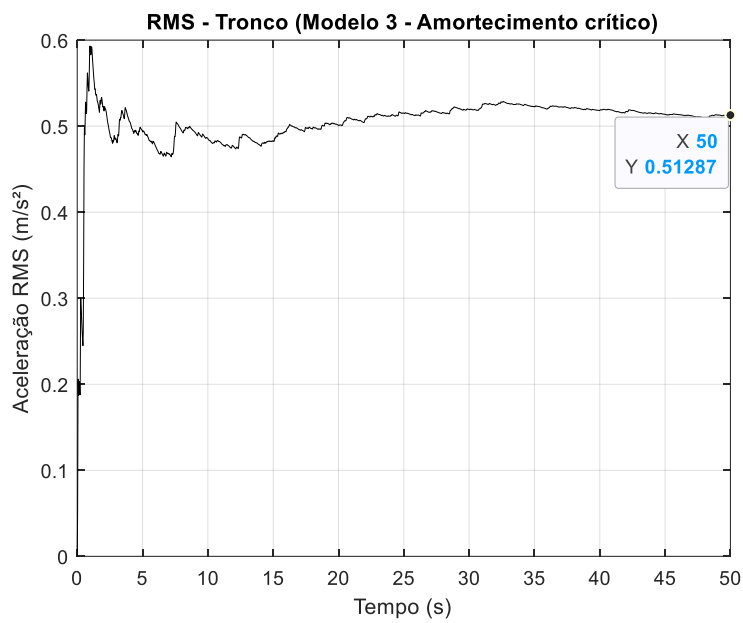


Figura 46 - Valores de acelerações RMS ao longo do tempo (Modelo 3)

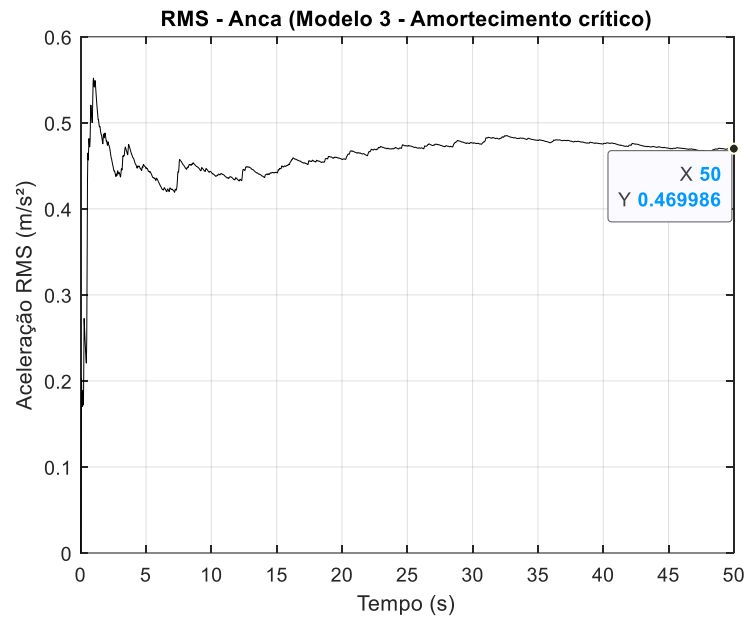


Figura 47 - Valores de acelerações RMS ao longo do tempo (Modelo 3)

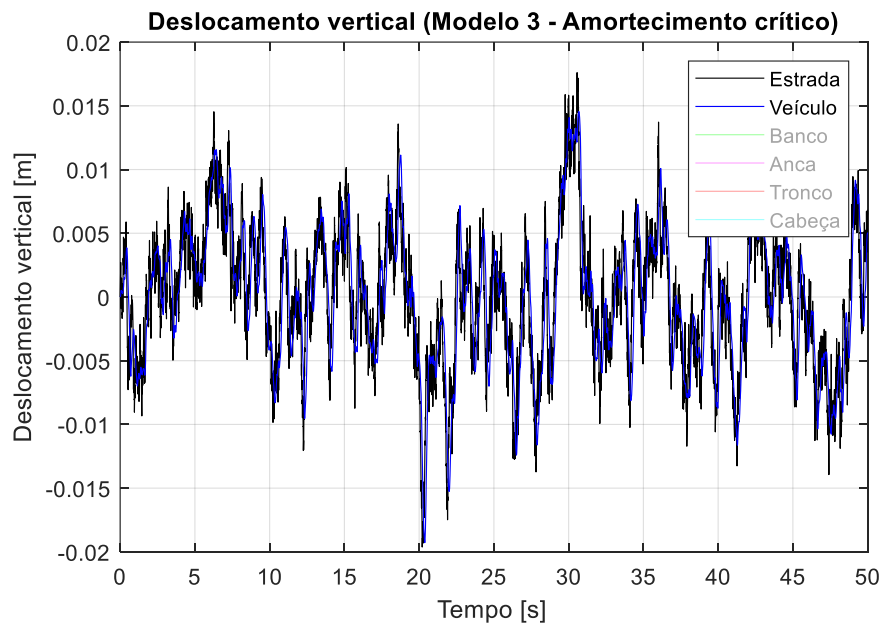


Figura 48 - Deslocamento vertical do veículo (Modelo 3 – Perfil de estrada 3)

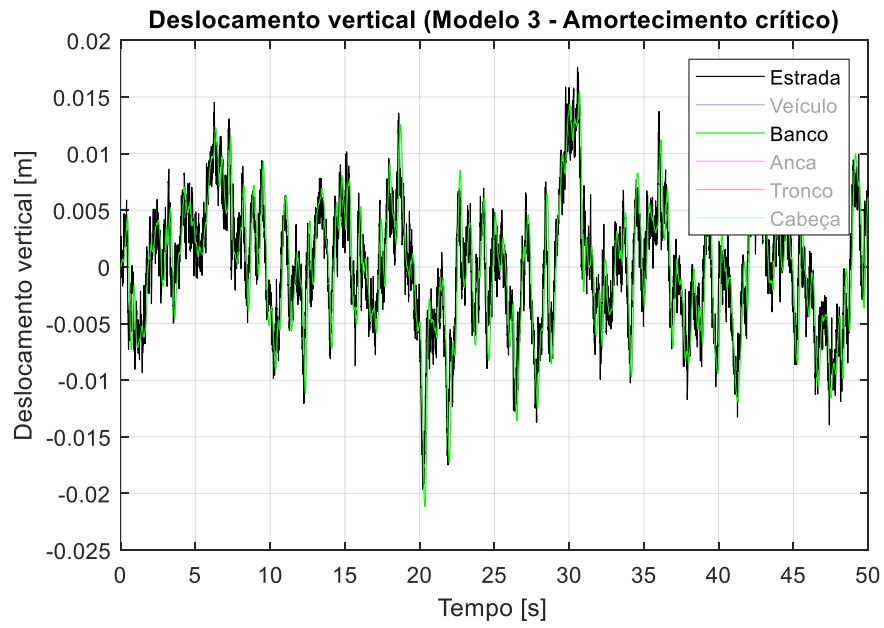


Figura 49 - Deslocamento vertical do banco (Modelo 3 – Perfil de estrada 3)

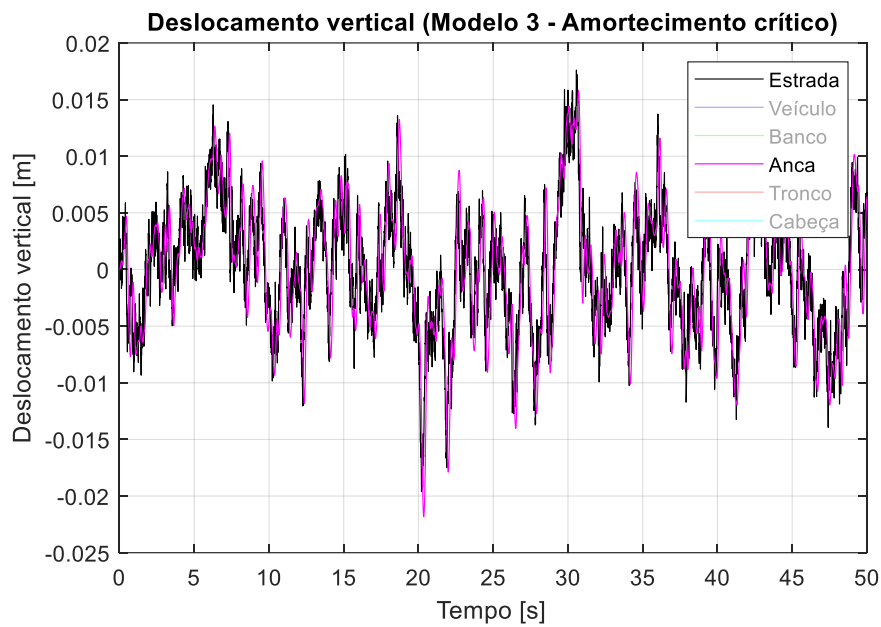


Figura 50 - Deslocamento vertical da anca (Modelo 3 – Perfil de estrada 3)

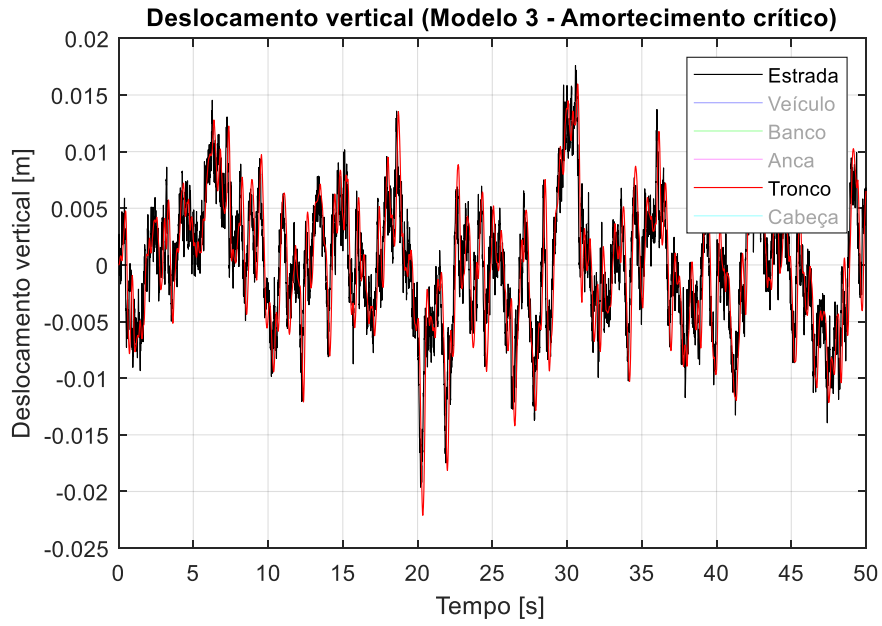


Figura 51 - Deslocamento vertical do tronco (Modelo 3 – Perfil de estrada 3)

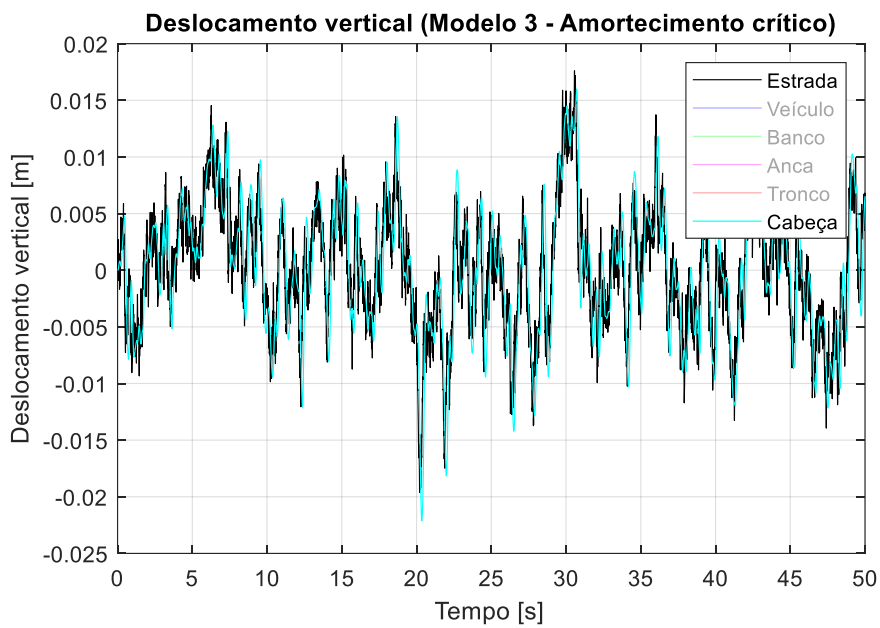


Figura 52 - Deslocamento vertical da cabeça (Modelo 3 – Perfil de estrada 3)

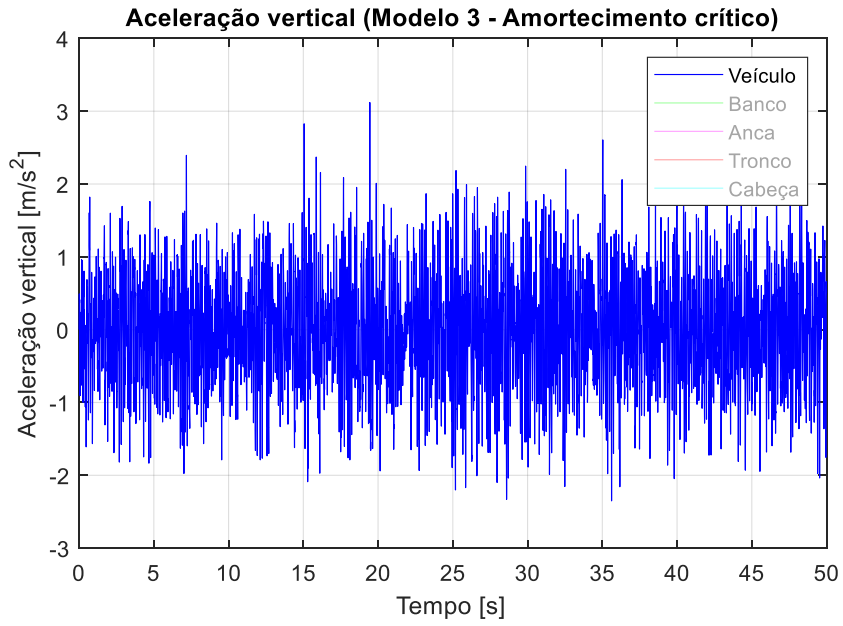


Figura 53 - Aceleração vertical do veículo (Modelo 3 – Perfil de estrada 3)

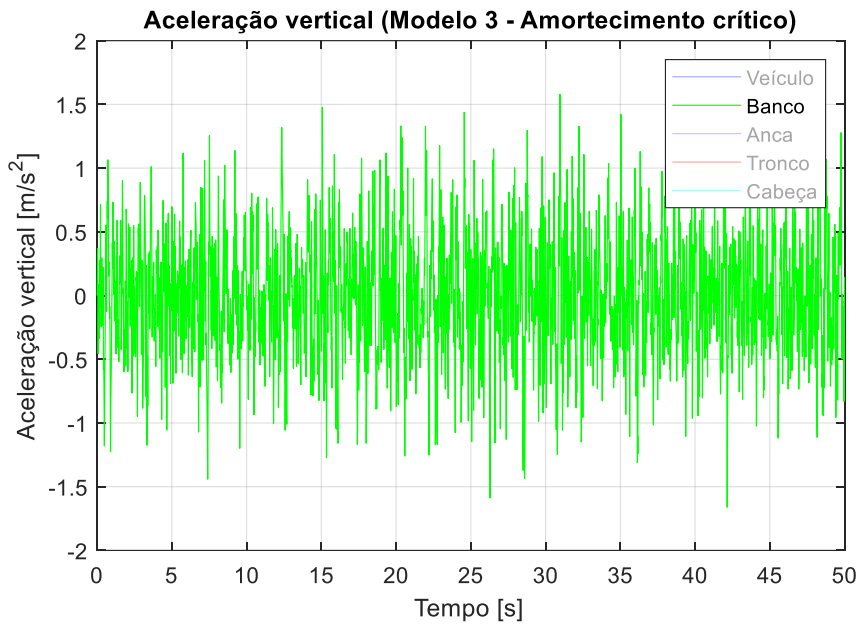


Figura 54 - Aceleração vertical do banco (Modelo 3 – Perfil de estrada 3)

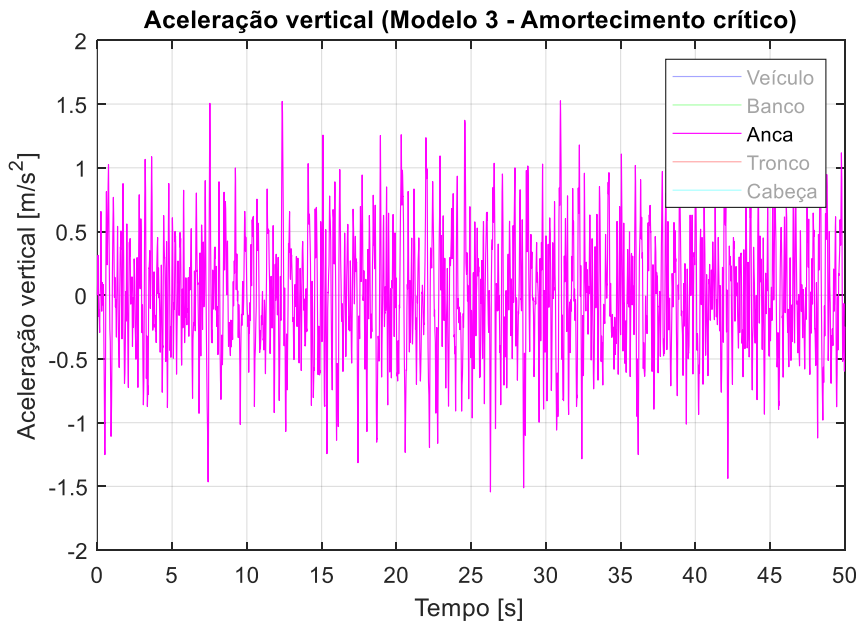


Figura 55 - Aceleração vertical da anca (Modelo 3 – Perfil de estrada 3)

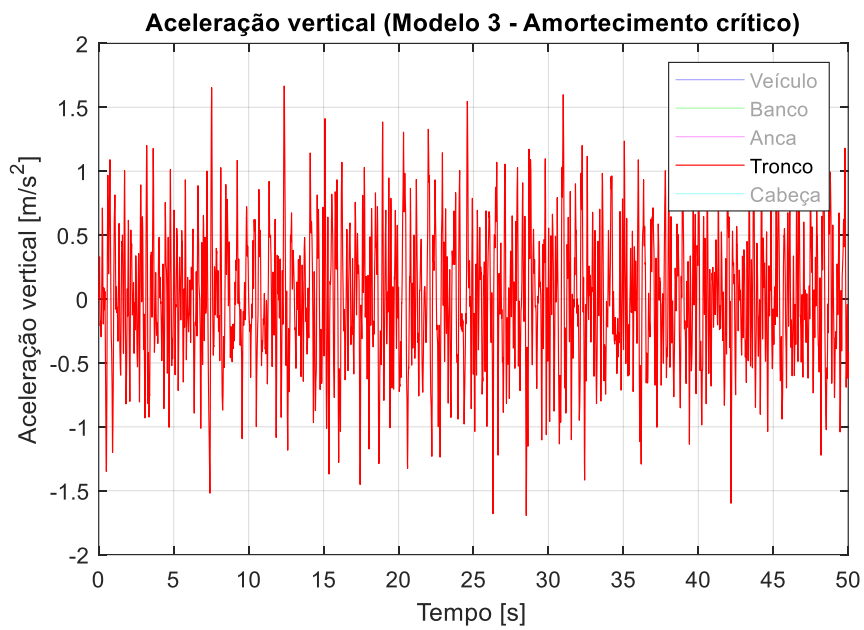


Figura 56 - Aceleração vertical do tronco (Modelo 3 – Perfil de estrada 3)

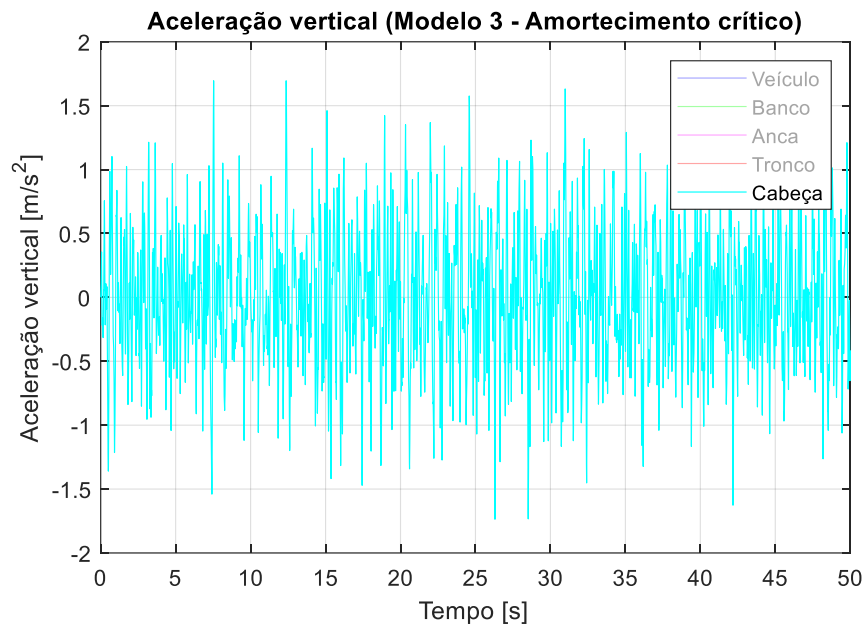


Figura 57 - Aceleração vertical da cabeça (Modelo 3 – Perfil de estrada 3)