

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

METODOLOGIA PARA SIMULAÇÃO DINÂMICA E OTIMIZAÇÃO DE VEÍCULOS DE
ESTEIRA

por

Nathan Mezacasa

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Março de 2018

METODOLOGIA PARA SIMULAÇÃO DINÂMICA E OTIMIZAÇÃO DE VEÍCULOS DE ESTEIRA

por

Nathan Mezacasa
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Rogério Marczak

Aprovada por:

Prof. Dr., Alexandre Mesquita..... UCS

Prof. Dr. Luiz Carlos Gertz..... ULBRA

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas..... PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Jakson Manfredini Vassoler
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 09 de Março de 2018

*Dedico este trabalho
aos meus filhos, Vincenzo e Antonella,
à minha esposa, Cíntia,
aos meus pais, Nestor e Neiva,
e ao meu irmão, Nicolas.*

AGRADECIMENTOS

A minha esposa Cíntia, que me apoiou e incentivou em todos os momentos, me oferecendo afeto e carinho.

Aos meus filhos, Vincenzo e Antonella, que foram a força que eu precisava para superar qualquer dificuldade.

Aos meus pais, Nestor e Neiva, que estiveram do meu lado em todos os momentos e ao meu irmão Nicolas, pelo companheirismo.

Agradeço ao meu orientador Prof. Dr. Rogério José Marczak pela orientação, conhecimento e apoio na realização deste trabalho.

Aos membros da comissão de avaliação, composta pelos Profs. Alexandre Mesquita, Luiz Carlos Gertz e Walter Jesus Paucar Casas.

À UFRGS e ao PROMEC, pela oportunidade.

Às pessoas que de alguma maneira me apoiaram para que este momento se tornasse realidade.

RESUMO

Devido as severas condições as quais veículos militares blindados de esteira são submetidos, o desenvolvimento de modelos que representam o comportamento dinâmico destes veículos torna-se imprescindível, para além da possibilidade de avaliação das intensidades das vibrações ocorrendo na cabine, ser possível criar veículos que tenham vantagens na mobilidade, fator esse que engloba tanto a transposição de obstáculos, como a rodagem em condições menos severas, e por fim, no tempo e na exatidão dos disparos, afetada pelas respostas dinâmicas que o veículo fornece. Para ser possível encontrar um veículo que desempenhe tais condições de forma satisfatória, apenas modelos que representem adequadamente as suas propriedades, apresentando respostas das acelerações e deslocamentos, não são suficientes. O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de um modelo numérico que tenha a capacidade de simular as condições dinâmicas extremas as quais um veículo de esteira é induzido, e também, otimizar o modelo, com a finalidade de encontrar molas e amortecedores capazes de proporcionar respostas adequadas às funções custo desenvolvidas. Estas funções objetivo são definidas como a combinação linear da aceleração e deslocamento, verticais e rotacionais, em conjunto de restrições impostas, objetivando encontrar uma combinação ideal para mobilidade, tempo e exatidão nos disparos e por fim, molas e amortecedores adequados as condições de logística. Para proposta deste estudo, um modelo matemático 2D e um 3D, de um veículo de esteira, foi desenvolvido. O modelo possibilita a avaliação dos graus de liberdade de deslocamento vertical das massas não suspensas e do deslocamento vertical, arfagem e rolagem da massa suspensa. Os efeitos da esteira são modelados como molas verticais lineares exercendo uma força de restauração para alinhar as rodas de rodagem, proporcional ao deslocamento relativo entre essas rodas. A otimização é feita através de ferramentas numéricas presentes no software comercial Simulink, sendo necessário o desenvolvimento das funções custo que caracterizem os objetivos ideais para cada tipo de análise. Os resultados de simulações numéricas sob a forma de cursos de deslocamento de pontos característicos do casco e deslocamentos dos eixos de rodas em um sistema de coordenadas de referência assumido, também estão incluídos, bem como as quantidades de valor RMS de cada uma das respostas, comparando um veículo padrão, com o veículo com a suspensão otimizada.

Palavras-chave: Dinâmica veicular; Sistemas multicorpos; Otimização; Veículo de esteira.

ABSTRACT

Due to the severe conditions in which armored military vehicles are submitted, the development of models that represent the dynamic behavior of these vehicles becomes essential, besides the possibility of evaluating the vibration intensities occurring in the cabin, to be possible to create vehicles that have mobility a factor that encompasses both the transposition of obstacles, and the shooting in less severe conditions, and finally, in the time and accuracy of the shots, affected by the dynamic responses that the vehicle provides. In order to be able to find a vehicle that fulfills these conditions satisfactorily, only models that adequately represent its properties, presenting responses of the accelerations and displacements, are not enough. The objective of this work is the development of a numerical model that has the ability to simulate extreme dynamic conditions such as a tracked vehicle is induced, and also to optimize the model with the purpose of finding springs and shock absorbers capable of adequate alternative answers cost functions developed. These are the goals defined as a linear combination of acceleration and displacement, vertical and rotational, together imposed constraints, aiming to find an ideal combination for mobility, time and precision in the shots and, finally, springs and dampers suitable as logistics conditions. To propose this study, a 2D and 3D mathematical model of a tracked vehicle were developed. The model allows the evaluation of the degrees of freedom of vertical displacement of the non-suspended masses and the vertical displacement, pitch and roll of the suspended mass. The effects of the track are modeled as linear vertical springs exerting a restoring force to align the road wheels, proportional to the relative displacement between these wheels. The optimization is done through numerical tools present in Simulink software, and it is necessary to develop cost functions that characterize the ideal objectives for each type of analysis. The results of numerical simulations in the form of displacement courses of characteristic hull points and wheel axle displacements in an assumed reference coordinate system are also included, as well as the RMS value quantities of each of the responses, comparing a standard vehicle with the optimized suspension.

Keywords: Vehicle dynamics; Multibody systems; Optimization; Tracked vehicle.

Sumário

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Objetivos do trabalho	7
1.2	Estrutura do texto	7
2	REVISÃO DA LITERATURA	9
2.1	Modelagem da dinâmica de veículos com esteiras.....	9
2.2	Modelagem dinâmica veicular.....	12
2.3	Otimização.....	15
2.4	Perfis de pista	17
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	18
3.1	Considerações sobre a dinâmica veicular	18
3.2	Dinâmica vertical.....	20
3.3	Modelo tridimensional.....	30
3.4	Resposta dinâmica do veículo	37
3.5	Perfis de pistas no domínio do tempo.....	41
3.6	Modelo esteira - solo	45
4	OTIMIZAÇÃO	50
4.1	Formulação do problema de otimização.....	50
4.1.1	Variáveis de projeto.....	50
4.1.2	Função objetivo	51
4.1.3	Restrições	51
4.2	Formulação matemática do problema de otimização	52
4.3	Otimização multiobjetivo	53
4.4	Fronteira de Pareto.....	54
4.5	Algoritmos Genéticos.....	55
4.6	Programação quadrática sequencial.....	57
5	METODOLOGIA PARA SIMULAÇÃO NUMÉRICA	59
5.1	Simulação do modelo bidimensional.....	60
5.2	Simulação do modelo 3D	63

5.3	Tolerâncias a vibração	65
5.4	Função custo	68
6	AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS	74
6.1	Validação do modelo 2D	74
6.2	Avaliações do modelo 2D para o veículo militar M60.....	77
6.3	Avaliações do modelo 3D.....	82
6.4	Resultados de otimização do modelo 3D	86
6.5	Otimização do grupo 1	87
6.6	Otimização do grupo 2	91
6.7	Otimização do grupo 3	94
6.8	Comparação entre os grupos de otimização e validação final.....	97
7	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	102
7.1	Conclusões.....	102
7.2	Recomendações para trabalhos futuros	104
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	106

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Trator desenvolvido por Alvin O. Lombard	1
Figura 1.2 – Tanque Mark 1º na batalha pela conquista de Flers e Courcellette.....	2
Figura 1.3 – Esquema de suspensão de veículo de esteira	3
Figura 1.4 – Esquema de suspensão do veículo de esteira M60.....	4
Figura 3.1 – Eixos de coordenada aplicados ao modelo.....	19
Figura 3.2 – Modelo de veículo com esteiras	22
Figura 3.3 – Diagrama de corpo livre das forças atuantes do modelo.....	22
Figura 3.4 – Diagrama de corpo livre para o movimento de arfagem.....	23
Figura 3.5 – Modelo de tensão da esteira para os segmentos intermediários.....	26
Figura 3.6 – Diagrama de corpo livre da roda 1.	26
Figura 3.7 – Vista tridimensional com os graus de liberdade do veículo.....	31
Figura 3.8 – Vista traseira bidimensional do veículo analisado, apresentando o centro de massa em relação ao eixo de rolagem.	32
Figura 3.9 – Sistema de classificação de pistas de diferentes rugosidades em função da densidade espectral de potência de deslocamento	42
Figura 3.10 – Ação do cisalhamento da esteira.	47
Figura 3.11 – Distribuição de pressões normais medidas a 23 cm de profundidade do solo para diferentes configurações de rodas de apoio em tanques.....	49
Figura 4.1 – Duas funções objetivas com pontos ótimos diferentes.	53
Figura 5.1 – Fluxograma de atividades para otimização dos modelos.....	60
Figura 5.2 – Interface do software McProfile com exemplo de perfil de pista obtido.....	62
Figura 5.3 – Interface de uma das massas não suspensas do modelo desenvolvido em Simulink.	62
Figura 5.4 – Veículo de esteira M60.	64
Figura 5.5 – Limite de aceleração como função da frequência e tempo de exposição para nível reduzido de eficiência (fadiga).	66
Figura 5.6 – Comparação entre limites de aceleração em determinadas frequência proposto por diversas normas e autores.....	67
Figura 5.7 – Correlação ilustrativa entre parâmetros de projeto e performance de veículos militares.	69
Figura 5.8 – Grupo de suspensão 1.	70

Figura 5.9 – Grupo de suspensão 2.	70
Figura 5.10 – Grupo de suspensão 3.	71
Figura 6.1 – Perfil de pista e respostas de arfagem e deslocamento vertical da massa suspensa.	76
Figura 6.2 – Respostas de arfagem e deslocamento vertical da massa suspensa do modelo desenvolvido.....	76
Figura 6.3 – Resposta de deslocamento vertical (velocidade de 3 m/s).....	78
Figura 6.4 – Resposta de deslocamento rotacional (velocidade de 3 m/s).....	78
Figura 6.5 – Resposta de aceleração vertical (velocidade de 3 m/s).....	78
Figura 6.6 – Resposta de deslocamento vertical (velocidade de 9 m/s).....	79
Figura 6.7 – Resposta de deslocamento rotacional (velocidade de 9 m/s).....	79
Figura 6.8 – Resposta de aceleração vertical (velocidade 9 m/s).....	79
Figura 6.9 – Perfil de pista gerado através do McProfile.	80
Figura 6.10 – Resposta de deslocamento vertical (velocidade de 12 m/s).....	80
Figura 6.11 – Resposta de deslocamento rotacional (velocidade de 12 m/s).....	81
Figura 6.12 – Resposta de aceleração vertical (velocidade 12 m/s).....	81
Figura 6.13 – Resposta de deslocamento vertical (velocidade de 3 m/s).....	82
Figura 6.14 – Resposta de deslocamento rotacional (velocidade de 3 m/s).....	82
Figura 6.15 – Resposta de aceleração vertical (velocidade de 3 m/s).....	83
Figura 6.16 – Resposta de deslocamento vertical (velocidade de 9 m/s).....	83
Figura 6.17 – Resposta de deslocamento rotacional (velocidade de 9 m/s).....	83
Figura 6.18 – Resposta de aceleração vertical (velocidade 9 m/s).....	83
Figura 6.19 – Resposta de deslocamento rotacional de rolagem (velocidade 9 m/s).....	84
Figura 6.20 – Resposta de deslocamento vertical (velocidade de 12 m/s).....	84
Figura 6.21 – Resposta de deslocamento rotacional (velocidade de 12 m/s).....	85
Figura 6.22 – Resposta de aceleração vertical (velocidade 12 m/s).....	85
Figura 6.23 – Resposta de deslocamento rotacional de rolagem para perfil de pista gerado no McProfile (velocidade 12 m/s).....	86
Figura 6.24 – Resposta comparativa dos deslocamentos verticais, otimizado e não otimizado para o grupo 1 - velocidade de 12 m/s.....	89
Figura 6.25 – Resposta comparativa dos deslocamentos rotacionais de arfagem, otimizado e não otimizado para o grupo 1 - velocidade de 12 m/s.....	89

Figura 6.26 – Resposta da comparação das acelerações verticais, otimizada e não otimizada para o grupo 1 - velocidade de 12 m/s.....	90
Figura 6.27 – Resposta comparativa dos deslocamentos rotacionais de rolagem, otimizada e não otimizada para o grupo 1 - velocidade de 12 m/s.	90
Figura 6.28 – Resposta comparativa dos deslocamentos verticais, otimizado e não otimizado para o grupo 2 - velocidade de 12 m/s.....	92
Figura 6.29 – Resposta comparativa dos deslocamentos rotacionais de arfagem, otimizado e não otimizado para o grupo 2 - velocidade de 12 m/s.	93
Figura 6.30 – Resposta da comparação das acelerações verticais, otimizada e não otimizada para o grupo 2 - velocidade de 12 m/s.....	93
Figura 6.31 – Resposta comparativa dos deslocamentos rotacionais de rolagem, otimizada e não otimizada para o grupo 2 - velocidade de 12 m/s.	94
Figura 6.32 – Resposta comparativa dos deslocamentos verticais, otimizado e não otimizado para o grupo 3 - velocidade de 12 m/s.....	95
Figura 6.33 – Resposta comparativa dos deslocamentos rotacionais de arfagem, otimizado e não otimizado para o grupo 3 - velocidade de 12 m/s.	96
Figura 6.34 – Resposta da comparação das acelerações verticais, otimizada e não otimizada para o grupo 3 - velocidade de 12 m/s.....	96
Figura 6.35 – Resposta comparativa dos deslocamentos rotacionais de rolagem, otimizada e não otimizada para o grupo 3 - velocidade de 12 m/s.	97
Figura 6.36 – Perfil de estrada com classificação não abrangida pela ISO8608.....	99
Figura 6.37 – Resposta comparativa acelerações verticais entre os 3 grupos de otimização e o modelo com a suspensão padrão. (Velocidade 12 m/s).....	99
Figura 6.38 – Resposta comparativa dos deslocamentos verticais entre os 3 grupos de otimização e o modelo com a suspensão padrão. (velocidade 12 m/s).	100
Figura 6.39 – Resposta comparativa acelerações verticais entre os 3 grupos de otimização e o modelo com a suspensão padrão. (velocidade 3 m/s).....	100
Figura 6.40 – Resposta comparativa dos deslocamentos verticais entre os 3 grupos de otimização e o modelo com a suspensão padrão. (velocidade 3 m/s).	101

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Parâmetros mecânicos e geométricos do veículo M60.....	40
Tabela 3.2 – Frequências naturais para cada um dos graus de liberdade do veículo de esteira tridimensional.	40
Tabela 3.3 - Intervalos e médias geométricas da PSD de referência em termos de deslocamentos verticais e médias geométricas da PSD de referência em termos de velocidades verticais, para diferentes classes de pistas, em unidades de frequência espacial	43
Tabela 5.1 – Parâmetros mecânicos e geométricos do modelo de veículo considerado	64
Tabela 6.1 – Parâmetros mecânicos e geométricos do modelo de veículo considerado	74
Tabela 6.2 – Resultados RMS dos parâmetros, para cada um dos tipos de otimização para o grupo 1	88
Tabela 6.3 – Parâmetros de suspensão encontrados para cada um dos tipos de otimização para o grupo 1	91
Tabela 6.4 – Resultados RMS dos parâmetros para cada um dos tipos de otimização para o grupo 2.....	91
Tabela 6.5 – Parâmetros de suspensão encontrados para cada um dos tipos de otimização para o grupo 2.....	94
Tabela 6.6 – Resultados RMS dos parâmetros para cada um dos tipos de otimização para o grupo 3.....	95
Tabela 6.7 – Parâmetros de suspensão encontrados para cada um dos tipos de otimização para o grupo 3.....	97
Tabela 6.8 – Comparação entre as respostas obtidas nos grupos de suspensão	98

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

CG	Centro de Gravidade
GA	<i>Genetic Algorithm</i>
GDL	Grau de Liberdade
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
PSD	<i>Power Spectral Density</i>
RMS	<i>Root Mean Square</i>
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
SQP	<i>Sequential Quadratic Programming</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

A_i	Amplitude segundo ISO 8608
A	Área de contato da esteira, m ²
b	Menor dimensão do contato esteira/solo, m
B	Intervalo de amostragem
c_i	Coefficiente de amortecimento da suspensão, N.s/m
C	Matriz de amortecimento, N.s/m
C_r	Constante de rugosidade
F_i	Forças de reação da suspensão com a massa suspensa, N
F_{mi}	Força da mola, N
F_{ai}	Força do amortecedor, N
F_{ati}	Força no sentido contrário ao deslocamento devido o atrito gerado pela interação entre roda/esteira/casco, N
F_{Si}	Força vertical de reação entre roda/esteira e o solo, N
$F(t)$	Função do perfil de pista
F_{max}	Força máxima de cisalhamento da esteira, N
F_R	Força de resistência ao movimento devido a compactação do solo, N
F_T	Força de tração, N
$F(x)$	Função a ser minimizada
g	Aceleração da gravidade, m/s ²
$G_d(n)$	PSD de deslocamentos verticais em termos de frequência espacial
$G_d(n_0)$	PSD de deslocamentos verticais de referência em termos de frequência espacial
$g_j(x)$	Restrição de desigualdade
$h_j(x)$	Restrição de igualdade
H	Matriz Hessiana
J_p	Inércia da massa suspensa em relação ao eixo y, kg.m ²
J_r	Inércia da massa suspensa em relação ao eixo x, kg.m ²
k_i	Constante de rigidez da suspensão, N/m

K	Matriz de rigidez, N/m
k_{Ri}	Constante de rigidez de cada roda, N/m
k_{esti}	Constante de rigidez da esteira, N/m
k_c	Parâmetro equação de Bekker
k_ϕ	Parâmetro equação de Bekker
k_s	Constante do tipo de solo
L_i	Posição de cada roda no referencial inercial, m
L_d	Distância entre centro de massa até centro esteira lado direito, m
L_e	Distância entre centro de massa até centro esteira lado esquerdo, m
M	Matriz de massa, kg
m	Massa suspensa (casco), kg
m_i	Massa não suspensa, kg
n	Frequência espacial, Hz
n_o	Frequência espacial de referência, Hz
n_b	Parâmetro equação de Bekker
N	Número total de funções amostrais / número de componentes do intervalo de frequências
p	Pressão normal da esteira no solo, N/m ²
s	Constante de deslizamento
T	Pré-tensão da esteira, N
V_{ti}	Altura dinâmica entre centro de massa e solo, m
V_i	Distância vertical estática entre centro de massa m até o solo para cada roda, m
x	Deslocamento longitudinal da carroceria, m
x_s	Distância da borda dianteira da área de contato entre a esteira e o solo, m
x_i	Vetor de variáveis de projeto
x_{min}	Limite mínimo das variáveis de projeto
x_{max}	Limite máximo das variáveis de projeto
y	Deslocamento lateral da carroceria, m
\ddot{z}	Aceleração no sentido vertical massa veículo, m/s ²
\dot{z}	Velocidade vertical do deslocamento da carroceria, m/s
z	Deslocamento vertical da carroceria (bounce), m

\ddot{z}_i	Aceleração de cada roda, m/s ²
\dot{z}_i	Velocidade do deslocamento de cada roda, m/s
z_i	Deslocamento de cada roda, m
$z_i(t + \Delta t)$	Deslocamento de cada roda, induzido pelo perfil de pista, m
z_b	Profundidade do afundamento, m
w	Expoente da densidade espectral de deslocamentos verticais
W	Carga normal uniformemente distribuída, N/m
α	Inclinação da pista, rad
μ	Coefficiente de atrito
$\ddot{\theta}$	Aceleração angular da massa suspensa, m/s ²
$\dot{\theta}$	Velocidade da rotação da massa suspensa, rad/s
θ	Giro da carroceria em torno do eixo y, denominado de ângulo de arfagem (<i>Pitch</i>), rad
β	Giro da carroceria em torno do eixo z, denominado de ângulo de guinada (<i>yaw</i>), rad
$\ddot{\gamma}$	Aceleração angular da massa suspensa, rad/s ²
$\dot{\gamma}$	Velocidade da rotação da massa suspensa, rad/s
γ	Giro da carroceria em torno do eixo axial, denominado de ângulo de rolamento (<i>roll</i>), rad
Φ	Matriz modal
Ω	Matriz das frequências naturais do sistema, Hz
ψ_x^2	Valor quadrático médio do componente do sinal para a frequência espacial definida
φ	Ângulo de fase aleatório entre 0 e 2π , rad
Δ_n	Intervalo de frequências, Hz
ϕ	Ângulo em graus da resistência ao cisalhamento o solo
τ_{max}	Tensão máxima de cisalhamento do solo N/m ²

1 INTRODUÇÃO

O conceito de veículos que utilizam esteiras, comumente chamadas de lagartas, é disputado por certo número de patentes em diferentes épocas e partes do mundo. Em 1770 o político, escritor e inventor inglês Richard Lovell Edgeworth desenvolveu um primitivo veículo de esteiras. Anos depois em 1825 o engenheiro inglês pioneiro da aeronáutica, Sir George Cayley, patenteou um aparato com uma forma de lagarta que ele chamou de “trilhos universais”. Em 1832 outro inglês, o fabricante de tecidos John Heathcote, construiu uma máquina de arar o solo de 30 toneladas que se movia sobre esteiras.

Um veículo de esteiras bem-sucedido, foi desenvolvido pelo americano Alvin O. Lombard. O veículo era um trator, Figura 1.1, desenvolvido para melhorar a tração em terrenos com neve com o intuito de transportar toras no inverno. O trator era movido a vapor e se assemelhava com uma locomotiva, mas com lagartas na parte mais próxima da traseira ao invés de rodas, enquanto que a parte dianteira ficava apoiada em um esqui. O protótipo foi testado em 1900, a patente foi obtida em 1901 e em 1903 o primeiro modelo foi vendido.



Figura 1.1 – Trator desenvolvido por Alvin O. Lombard

Fonte: Adaptado de Yamashita, 2011.

Apesar do sucesso de Alvin Lombard, foi apenas após o inventor americano Benjamin Holt entrar para a indústria dos tratores com lagartas que eles realmente se tornaram populares. Ao se deparar com problemas de mobilidade que seus tratores estavam sofrendo, Holt iniciou

pesquisas para sanar o problema dos tratores afundando no solo. Essa pesquisa o fez perceber que a solução estava em um sistema utilizando esteiras, tendo lançado o primeiro veículo da companhia em 1904.

Simultaneamente muitos outros inventores ao redor do mundo estavam criando patentes de veículos similares.

Sua aplicação no meio bélico se deu através de comandantes das forças armadas britânicas que ao observar um trator agrícola de esteiras e perceber a capacidade desse tipo de veículos, fazem com que os projetistas ingleses tivessem que começar a construir veículos de esteira, que posteriormente seriam chamados de tanque. Isso se deu devido a necessidade de esconder o projeto, o que fez com que os ingleses o chamassem, em um primeiro momento, de tanque, o qual teria aplicação para transporte de água. O modelo batizado como Mark 1, Figura 1.2, foi o primeiro veículo de esteiras utilizado em campo de batalha, na metade da Primeira Guerra Mundial.



Figura 1.2 – Tanque Mark 1º na batalha pela conquista de Flers e Courcellette

Fonte: Adaptado de Ogorkiewicz, 1991.

Esses primeiros veículos de esteira desenvolvidos, até mesmo os primeiros tanques construídos na Inglaterra durante a Primeira Grande Guerra, não possuíam qualquer forma de amortecimento, estando as rodas todas rigidamente acopladas ao chassi, ou seja, não existia um sistema de suspensão. Isso é aceitável apenas nos casos em que as velocidades de operação são muito baixas, o que era o caso para esses primeiros veículos.

Durante os anos 20 e 30, a maior parte dos tanques passou a ser equipada com suspensões baseadas em pares de rodas de apoio. Essas rodas eram ligadas em pares em vigas e então às molas. Suspensões desse tipo procuravam equalizar as cargas entre as rodas e se ajustar as irregularidades do solo pela rotação das vigas em seus pivôs sendo esse tipo de suspensão eficiente até certas velocidades. Devido a essa limitação de velocidade esse tipo de suspensão foi abandonado em veículos militares durante a Segunda Guerra.

A solução definitiva só seria conseguida com o uso de uma suspensão independente para cada roda. A primeira suspensão realmente independente foi demonstrada nos Estados Unidos, utilizando barras de torção com as rodas presas em braços que aplicam o torque sobre as barras cilíndricas. Esse tipo de suspensão permitiu maiores velocidades em terrenos difíceis, sendo adotada por muitos veículos, podendo ser encontrada em veículos modernos, como é caso do tanque M1 Abrams dos Estados Unidos e sendo o mesmo tipo de suspensão utilizada no veículo objeto do estudo, o M60.

A seguir, na Figura 1.3 é apresentado um modelo esquemático geral simplificado para identificar as principais partes da plataforma veicular com esteiras aplicados em condições mais severas. Na Figura 1.4 é apresentado um dos braços de suspensão do veículo militar de esteira M60.

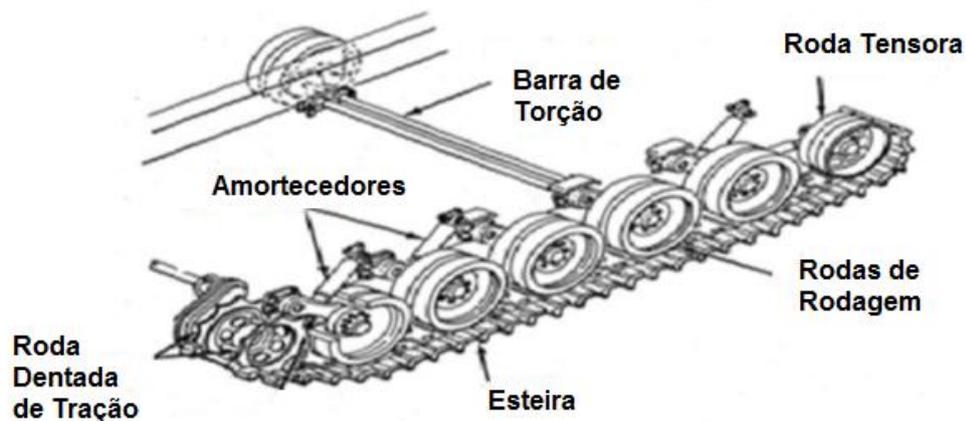


Figura 1.3 – Esquema de suspensão de veículo de esteira

Fonte: Adaptado de Ata e Oyadiji, 2014.

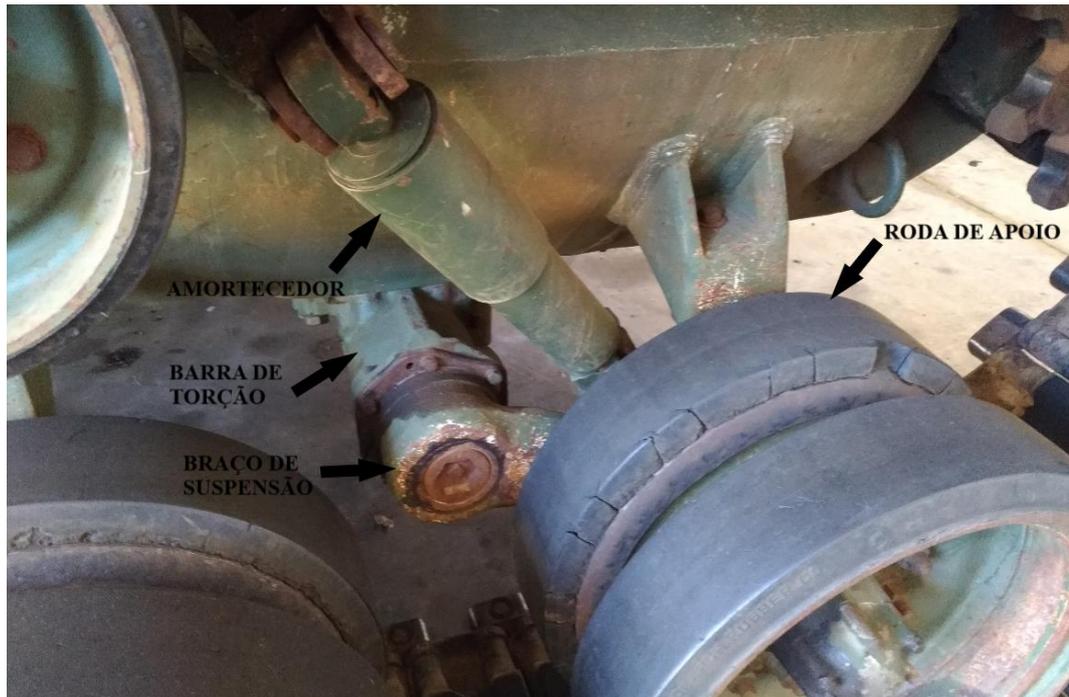


Figura 1.4 – Esquema de suspensão do veículo de esteira M60

Atualmente, os veículos de esteira têm sido amplamente utilizados pelos serviços militares e atividades como agricultura, silvicultura, construção civil e mineração. A baixa pressão que este tipo de veículo exerce sobre o solo, impõe menos danos, não requerendo preparação especial na estrada e devido ao alto esforço de tração que é capaz, justificando assim sua aplicação nessas indústrias, apesar de um alto custo de produção.

A necessidade de melhorar as capacidades de desempenho de veículos de esteira, bem como a logística e os custos de manutenção, forçou designers e engenheiros a encontrar uma maneira de lidar com esta tarefa de forma adequada e econômica. Durante muito tempo, o empirismo e a metodologia de testes em protótipos físicos foi a única técnica que poderia ser aplicada no desenvolvimento de veículos. À medida que a tecnologia do veículo se torna mais sofisticada e com uma procura crescente de maior mobilidade em uma grande quantidade de tipos de terrenos, principalmente em situações de combate, onde as consequências associadas a falhas prematuras de componentes de veículos militares podem ser extremamente danosas, esta abordagem tornou-se ineficiente e proibitivamente cara. Tornou-se necessário então aplicar técnicas modernas de computador, matemática aplicada e mecânica dos solos na modelagem de veículos com esteiras.

Para solução de itens como estabilidade, performance em *ride*, e manobrabilidade para veículos de esteira de alto rendimento, tais como tanques, modelos de análise numérica, os quais reproduzem matematicamente o movimento do veículo, são tão importantes quanto testes, estes normalmente utilizados para validação final dos modelos numéricos.

O desenvolvimento de modelos dinâmicos é importante, pois, a performance de veículos de esteira é normalmente afetada pela tolerância dos operadores, a baixas frequências de vibração, desenvolvidas pela interação das esteiras com o solo, sendo transmitida a suspensão, que por sua vez transmite ao casco. Além disso, o sistema de suspensão é exposto a condições extremas de funcionamento, e por isso, o conflito entre o conforto e dirigibilidade é maior quando comparado aos veículos sobre rodas. O número de operadores é normalmente de 4 pessoas, sendo um motorista, localizado mais à frente no veículo, um comandante, um atirador e um auxiliar do atirador, posicionados na torre do veículo, todos ligados rigidamente ao casco.

Somado às questões referentes a mobilidade, a execução do tiro também pode ser afetada pela performance da suspensão. Esse momento pode ser dividido em 3 etapas, onde na primeira, o atirador busca o alvo podendo ser prejudicado pelos grandes deslocamentos que podem ocorrer com a massa suspensa. Ao fixar mira, o trabalho de estabilização é totalmente realizado eletronicamente, o que reduz muito a influência da suspensão no resultado que se busca. Por fim o tiro é realizado, tanto com o veículo em movimento ou parado, a partir da autorização do comandante, liberando o atirador para efetuar o disparo, novamente contando com o auxílio eletrônico dos sistemas de estabilização, o que, da mesma forma, reduz drasticamente a influência da suspensão no resultado obtido.

Percebe-se então que o sistema de suspensão destes veículos desempenha papel fundamental na redução da vibração, resultante de excitações provenientes do solo, sentida pelos ocupantes, o que acarreta melhoria no conforto dos passageiros e maior estabilidade devido a elevada aderência das esteiras ao solo, porém deve prover condições suficientes para boa operabilidade do veículo em condições reais de batalha.

Obter esses modelos dinâmicos antecipadamente permite prever o comportamento da suspensão antes da sua construção, possibilitando sua otimização, bem como o dimensionamento prévio de seus componentes. Desta forma podem ser minimizados os custos de desenvolvimento do veículo e o tempo para sua utilização devido a antecipação dos possíveis problemas que só seriam detectados nos testes do protótipo físico.

Para isso, diversos modelos de veículos de esteira, desenvolvidos por outros autores, são analisados, principalmente os de dois graus de liberdade, devido a pequena quantidade de trabalhos que avaliam a dinâmica vertical de forma completa em modelos tridimensionais. Por meio de um modelo idealizado de forma a atender a dinâmica do veículo satisfatoriamente, é possível aplicar um processo de otimização com a finalidade de obter os melhores valores dos parâmetros de suspensão, tal como molas e amortecedores, e com isso, minimizar alguns objetivos definidos antecipadamente como aceleração vertical RMS transmitida ao motorista, deslocamentos máximos das massas, entre outras possibilidades.

O presente trabalho é então desenvolvido em 3 etapas principais: os dados de entrada, os quais são obtidos por intermédio do perfil da pista gerado com base na norma ISO 8608, através do software McProfile, posteriormente o desenvolvimento do modelo físico-matemático do veículo, assumido no modelo bidimensional como de oito graus de liberdade e no tridimensional com 15 graus de liberdade, os quais são a base para as rotinas desenvolvidas em software comercial. Essas rotinas resolvem as equações dinâmicas obtendo acelerações, velocidades, deslocamentos e forças, de cada grau de liberdade. Por fim, a terceira etapa se dá com o processo de otimização dos parâmetros de suspensão por meio de um algoritmo também presente em *software* comercial, visando atingir alguns objetivos previamente estabelecidos, buscando atender compromissos muitas vezes antagônicos.

Para Fossati, 2017, dessa forma, o problema de otimização de um sistema de suspensão veicular é, por excelência, um problema de otimização multiobjetivo, no qual devem ser balanceados os ganhos e perdas das características do veículo. Quando o veículo é projetado visando um maior conforto aos passageiros, deve-se objetivar uma maior atenuação das acelerações verticais dos assentos e da carroceria. Já para um projeto que busque atender a redução do tempo para realizar a mira em um determinado alvo, busca-se a redução dos deslocamentos da cabine.

Os resultados obtidos são então apresentados através de gráficos temporais de acelerações e deslocamentos da massa suspensa, posteriormente analisados e comparados, com a finalidade de encontrar a melhor configuração de suspensão para as situações propostas no trabalho. Por fim são então apresentadas as conclusões e indicações para trabalhos de pesquisa futuros.

1.1 Objetivos do trabalho

Este trabalho tem como objetivo geral o estudo da dinâmica vertical de um veículo de esteira com o auxílio de uma ferramenta computacional de simulação de sistema multicorpos desenvolvida em software comercial. Nesse contexto, os objetivos específicos são:

- a) Avaliação de modelo discreto de esteira que apresente os efeitos dinâmicos gerais da rodagem do veículo por diferentes perfis de pista, com baixo custo computacional;
- b) Desenvolver um modelo multicorpos veicular que adequadamente represente a massa suspensa, as condições as quais os ocupantes são submetidos, bem como respostas dinâmicas dos outros componentes que formam o veículo de esteira;
- c) Analisar e validar o modelo 2D, de oito graus de liberdade e o modelo 3D de 15 graus de liberdade, aplicando diferentes perfis de pista;
- d) Formular funções objetivo onde possam ser avaliadas tanto as condições de conforto e segurança do motorista, como ganhos em operações comuns realizadas por esse tipo de veículo, abordando de forma comparativa as respostas obtidas pela suspensão;
- e) Realizar a otimização utilizando ferramenta presente em software comercial, apresentando os resultados obtidos e avaliando a influência dos parâmetros otimizados no comportamento dinâmico do veículo sob as condições impostas aos modelos propostos.

1.2 Estrutura do texto

O presente trabalho foi organizado em 7 capítulos, a seguir um breve resumo sobre a abordagem de cada um:

O capítulo 1 traz inicialmente uma introdução sobre o tema da dissertação justificando sua escolha, uma breve apresentação sobre a metodologia empregada e objetivos que se pretende atingir.

No capítulo 2 apresenta-se uma revisão bibliográfica de trabalhos de pesquisa voltados a análise dinâmica de veículos de esteira, otimização e análise veicular geral, procedimentos, técnicas e aplicações em diversos casos de estudo.

No capítulo 3 são revistos os fundamentos da dinâmica de veículos, com um breve resumo dos sistemas veiculares mais importantes, assim como os principais aspectos da dinâmica vertical, longitudinal e lateral. Nele é desenvolvido o equacionamento matemático utilizado como base para rotinas que serão modeladas nesse estudo.

O capítulo 4 aborda a revisão básica dos tipos de procedimentos de otimização numérica, de forma geral, dando especial atenção aos métodos que serão aplicados na otimização do modelo computacional.

O capítulo 5 destina-se a apresentação da metodologia utilizada tanto para as análises dinâmicas quanto para as otimizações. São apresentados os dados do veículo escolhido para a análise, bem como condições necessárias para o desenvolvimento destas. São também definidas as funções objetivo empregadas no estudo e abordados conceitos de tolerância a vibrações adotados;

No Capítulo 6 são apresentados os resultados da metodologia utilizada para simular as diferentes condições aplicadas ao modelo. É realizado uma comparação entre as respostas dinâmicas obtidas em cada situação avaliando outros estudos, bem como literaturas básicas sobre o tema de dinâmica veicular e dinâmica de veículos multirrodas e de esteira. Por fim, avalia-se comparativamente as respostas otimizadas e não otimizadas, com a finalidade de evidenciar os efeitos na dinâmica do veículo, posteriores a otimização.

O capítulo 7 apresenta conclusões advindas da metodologia desenvolvida e dos resultados obtidos na avaliação das diferentes análises realizadas. Apresentam-se ainda recomendações para trabalhos futuros.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Esta revisão bibliográfica apresentará alguns dos trabalhos desenvolvidos à nível mundial, visto que no Brasil essa área de pesquisa, de veículos com esteiras, não é praticamente abordada. Trabalhos esses que contribuíram para o desenvolvimento do estudo de análises dinâmicas em veículos de esteira. Uma revisão completa da sua história com certeza merece um trabalho mais aprofundado, porém, como o objetivo deste capítulo é apresentar uma revisão compacta dos principais feitos, apenas uma fração de autores será citada, todos com trabalhos relevantes. Esses trabalhos foram fonte de consulta para elaboração desta dissertação.

Diante do conjunto de publicações utilizado nesta revisão, considerou-se conveniente dividir parte do conteúdo do presente capítulo em quatro áreas. Cada uma delas visa englobar os artigos relacionados a um dos quatro tópicos essenciais para o presente estudo: modelagem da dinâmica de veículos com esteiras, modelagem dinâmica veicular, otimização e perfis de pista. Os seguintes subcapítulos consistem no resultado da divisão supracitada.

2.1 Modelagem da dinâmica de veículos com esteiras

Ata, 2014, propôs um sistema de suspensão semiativa com o intuito de melhorar o conforto e a manobrabilidade do veículo. O sistema inteligente empregava um amortecedor com um fluido magnetoreológico que alterava suas características de amortecimento de acordo com as condições do terreno. O trabalho foi desenvolvido em 4 etapas sendo a primeira uma análise numérica da performance de um veículo militar de defesa com esteira M113, considerando a variação de vários parâmetros da suspensão levando em conta terrenos com lombada, senoidais e randômicos. Na segunda fase as características dinâmicas de amortecedores diversos foram analisadas e comparadas. A terceira fase conta com experimentos de modelos em escala reduzida em laboratório. Por fim na quarta fase desenvolveu-se as análises numéricas. Três estratégias de controle foram estudadas. Os resultados indicaram que utilização do sistema de controle inteligente híbrido com lógica nebulosa (*fuzzy logic*) apresentou melhor desempenho, sendo indicado para o sistema de suspensão semiativa proposto.

Ravishankar e Sujatha, 2007, estudaram um veículo militar sobre lagartas com 7 eixos e com suspensões passivas e independentes. Avaliou-se a aceleração vertical do CG e a

aceleração angular do chassi para diferentes valores de rigidez da suspensão e diferentes perfis de terreno. Os terrenos foram descritos por funções de densidade de potência espectral com ruído branco e diferiam apenas no valor da variância da irregularidade. O estudo ainda considerou a velocidade do veículo (v), $1 \text{ m/s} \leq v \leq 18 \text{ m/s}$, e um modelo de $\frac{1}{2}$ carro. Os resultados demonstraram que somente para $2 \text{ m/s} \leq v \leq 14 \text{ m/s}$, houve um aumento significativo para a aceleração vertical do CG e angular do chassi. Observou-se que quanto maior o valor da rigidez da suspensão maior é o valor das acelerações medidas. Resultado equivalente foi observado para os diferentes valores de variância, ou seja, quanto maior o valor da irregularidade da pista, maior é a aceleração vertical do CG e angular do chassi.

Kadir et al., 2012, estudaram um veículo sobre esteiras a partir de um modelo de $\frac{1}{4}$ de carro, empregando o Simulink®. O terreno foi representado por uma função periódica cuja amplitude máxima é igual a 0,06m e frequência de 14,3Hz. Os resultados obtidos a partir da simulação foram comparados aos obtidos a partir do experimento em laboratório, e assim, o modelo computacional desenvolvido pôde ser validado. Para validação do modelo analisou-se o deslocamento da suspensão. Os resultados simulados frente aos experimentais foram satisfatórios.

Lessem e Murphy, 1972, desenvolveram um modelo matemático baseado em dados compilados a partir de testes de campo de diferentes veículos de esteira para estudar a influência da pista nas respostas dinâmicas dos veículos de alto rendimento. Um modelo plano foi desenvolvido incorporando os graus de liberdade associados aos movimentos das massas suspensas e não suspensas. O veículo analisado, um tanque de batalha M60A1, conta com oito graus de liberdade devido aos movimentos do casco e das 6 rodas que o mesmo possui.

A configuração da suspensão da barra de torção foi modelada como uma combinação paralela de mola vertical e amortecedor. As rodas foram modeladas como molas discretas segmentadas radialmente. A força de contato total foi expressa como a soma das forças do segmento, e as forças horizontais do pneu foram usadas para determinar a resposta longitudinal do casco. As contribuições devido à tensão da esteira foram modeladas como efeitos de tensão local, ao mesmo tempo em que negligenciavam a tensão geral da esteira. A tensão da esteira foi representada pela interligação de molas lineares entre cada uma das rodas. Assim, este modelo de tensão da esteira gerou efetivamente uma força vertical como uma função linear do deslocamento entre as rodas. A constante de rigidez do segmento da esteira entre a roda dentada e a primeira roda de rodagem é determinado usando três sensores sem massa colocados contra

a pista. Os dados de aceleração do passeio foram obtidos através de quatro veículos militares de esteira de diferentes pesos e propriedades, nomeadamente M29, M113, M114 e M4, veículos que foram rebocados com e sem a esteira em uma variedade de obstáculos.

Nos resultados obtidos por computador a simulação é comparada com os resultados experimentais. Os estudos analíticos e experimentais revelaram que as interações da esteira eram fortemente dependentes da velocidade do veículo. Enquanto a esteira produziu um efeito de suavização em baixas velocidades, a qualidade do passeio em maiores velocidades é deteriorada devido a interações de trilha.

Wong, 1989 e 2001, em seus dois livros apresenta uma breve revisão do estado da arte da dinâmica de veículos de esteira, incluindo a mobilidade em terrenos macios, dinâmicas de passeio sobre superfícies irregulares e manobrabilidade. Descreve também características do comportamento de outros tipos de veículos em condições de uso extremas.

Ogorkiewicz, 1991, descreve diversos conceitos, tanto da dinâmica de veículos de esteira e multirodas, como limites de vibração que os ocupantes suportam, conceitos de manutenção, logística e parâmetros de projeto, bem como avaliações de performance em terrenos mais difíceis. Trata de características específicas dos componentes presentes em veículos de esteira apresentando detalhes dos diferentes componentes que compõem esse tipo de veículo.

Dhir, 1993, e Dhir e Sankar, 1994, apresentam um modelo matemático não-linear de um veículo de esteira de alta mobilidade para análise dinâmica de suspensão e avaliação de qualidade de rodagem avaliando bidimensionalmente. Foram realizadas análises comparativas entre quatro modelos matemáticos que representam a esteira através da avaliação de acelerações e frequências, demonstrando a viabilidade e característica de aplicação de cada um dos modelos.

Yamakawa e Watanabe, 2004, desenvolveram um modelo considerando algumas simplificações para prever o comportamento de *ride*, estabilidade e esterçamento de veículo de esteira com suspensão por barra de torção. Para validação, um modelo em escala de 1/10 foi utilizado. Os resultados encontrados foram considerados razoavelmente bons para predição do movimento do veículo.

Kciuk, Mezyk e Mura, 2010, apresentaram um modelo de veículo no ambiente de software Virtual.Lab. O modelo descreve os elementos de um tanque orientados em um sistema de coordenadas de referência. As esteiras do tanque são omitidas no modelo de simulação. Os

resultados de simulações numéricas foram obtidos sob a forma de cursos de deslocamento de pontos característicos do casco. Deslocamentos dos eixos das rodas em um sistema de coordenadas de referência assumido também estão incluídos. Os resultados da simulação foram comparados com resultados experimentais obtidos no campo de prova. Os resultados das medidas experimentais realizadas nos veículos de esteiras, foram usados para validar o modelo matemático do veículo. Os modelos desenvolvidos serão utilizados para otimizar as características da suspensão do veículo.

Choi et al., 2010, aborda um design ótimo da suspensão de um veículo blindado para maximizar o desempenho de mobilidade após o disparo, caracterizado pelo tempo de estabilização e pela aceleração vertical do assento do motorista. Para tal, um modelo dinâmico do veículo foi criado levando em conta as propriedades do veículo. As funções de superfície de resposta (RSFs), tanto do tempo de estabilização como a aceleração vertical são aproximados através da análise dinâmica do modelo de meio carro. A função objetivo é definida por uma combinação linear ponderada do tempo de estabilização e da aceleração vertical, e a otimização resultante da mobilidade do veículo é realizada pelo algoritmo PLBA. Para validação do procedimento de otimização proposto, experimentos numéricos também foram realizados.

2.2 Modelagem dinâmica veicular

Pereira, 2013, implementa a otimização dos ganhos de um controle ativo com regulador linear quadrático (LQR), em um modelo veicular completo sujeito a um perfil de estrada proposto pela ISO 8608, para atenuação das acelerações RMS transmitidas para a carroceria e o assento do motorista. O modelo é analisado no domínio do tempo por meio da formulação de espaço-estado, e o procedimento de otimização é avaliado pelo método dos algoritmos genéticos. Os parâmetros Q e R, que fornecem o melhor ganho para minimização do problema de otimização, reduzem em até 1000 vezes as acelerações RMS quando comparadas à situação sem atuação do controle. Após otimizar Q e R, são analisadas a influência nos demais graus de liberdade e as forças necessárias para os resultados obtidos.

Cavalheiro e Avila, 2010, analisaram a influência dos parâmetros de rigidez e amortecimento da suspensão passiva no desempenho dos modelos de $\frac{1}{4}$ e de $\frac{1}{2}$ carro, considerando diferentes fontes de excitação de base. Este trabalho foi realizado no software Simulink®. Os efeitos sobre a massa suspensa após variações nos coeficientes de

amortecimento e rigidez da suspensão foram avaliados, considerando terrenos senoidais e randômicos. Os resultados demonstraram que a suspensão passiva é muito sensível a alteração dos seus parâmetros e possui desempenho diverso para cada terreno. Ou seja, para os mesmos parâmetros do sistema, o desempenho da suspensão passiva difere para cada terreno.

Fossati, 2017, desenvolveu parâmetros concentrados do sistema de suspensão de um modelo de veículo completo, representando um automóvel de passeio que trafega a uma velocidade constante por um determinado perfil de pista previsto na norma ISO 8608, 1995, através da utilização de um algoritmo meta-heurístico de otimização multiobjetivo. Duas rotinas numérico-computacionais foram desenvolvidas, visando realizar tal otimização tanto no domínio do tempo quanto no domínio da frequência. Os resultados demonstraram a capacidade de ambas as rotinas de análise dinâmica desenvolvidas de produzir resultados consistentes com os encontrados na literatura, bem como a capacidade dos algoritmos de otimização implementados de fornecer fronteiras ótimas de Pareto para os problemas propostos.

Cavalheiro e Avila, 2010, analisam a suspensão passiva considerando diferentes modelos discretos: modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo e modelo de $\frac{1}{2}$ veículo. As fontes de excitação do sistema consideram o perfil irregular da pista, modeladas como funções harmônicas ou aleatórias. É realizado um estudo paramétrico de suspensões passivas, verificando a influência dos parâmetros de rigidez e amortecimento da suspensão na sua performance, considerando diferentes modelagens discretas e fontes de excitação. Para tais simulações é utilizada a ferramenta computacional Simulink. As fontes de excitação do sistema consideram o perfil irregular da pista, modeladas como funções harmônicas ou aleatórias. Verificou-se nas análises que o sistema de suspensão passiva possui alta sensibilidade. Modificações nos parâmetros da mola e do amortecedor podem levar a modificações consideráveis no desempenho do sistema. Verifica-se através das análises realizadas que estendendo esta análise paramétrica, através um estudo mais aprofundado, utilizando algoritmos próprios de otimização, pode-se melhorar a performance deste tipo de sistema. Este tipo estudo serviria para direcionar melhor os processos de otimização empíricos-experimentais da indústria.

Leal, 2007, desenvolveu uma metodologia através de ferramentas CAD e CAE e métodos de otimização, que estabelece as ações e critérios associados ao projeto de um veículo. O trabalho conta com a elaboração de um modelo numérico de um veículo real com características semelhantes à do projeto pretendido. Isto envolve a definição de modelos tridimensionais dos componentes, a verificação de seu comportamento em dinâmica vertical

através de medição em campo considerando várias condições de excitação e na determinação experimental de parâmetros de inércia, rigidez e amortecimento. Um refinamento aplicado ao modelo multicorpos do veículo é feito através da inclusão da flexibilidade do chassis. Com a finalização do modelo e sua validação experimental, volta-se para a etapa em que são analisados vários aspectos do comportamento dinâmico como conforto e desempenho. Estes aspectos foram usados na formulação de problemas de otimização multi-disciplinar e multi-objetivo visando a definição de uma configuração de projeto para o veículo com desempenho superior. Como variáveis de projeto foram modificadas várias características dos componentes e sistemas do modelo, a partir das quais foram utilizadas metodologias de metamodelagem. Por fim, são feitas as considerações finais e conclusões com respeito ao trabalho proposto e realizado.

Pavan, 2015, avalia e otimiza simultaneamente o comportamento dinâmico lateral e vertical de um ônibus modelado como um sistema multicorpo. A metodologia utilizada no trabalho é dividida em duas partes. A primeira parte consiste na programação de um modelo multicorpo de ônibus que possa ser utilizado para fins de otimização do seu comportamento de dinâmica lateral via programação matemática; o desenvolvimento de uma manobra do tipo mudança dupla de faixa. A segunda parte consiste na programação de um modelo multicorpo de ônibus para fins de otimização do seu comportamento de dinâmica vertical via programação matemática, neste caso sujeito a uma pista da classe C segundo classificação da norma ISO 8608:1995. Os resultados específicos da programação das manobras laterais do modelo de ônibus foram validados experimentalmente, bem como comparados através da simulação das manobras num modelo virtual implementado num software multicorpo comercial. O conjunto das soluções atingidas mostraram boa correlação, possibilitando a posterior otimização dos parâmetros concentrados da suspensão do modelo multicorpo de ônibus, através da técnica de algoritmos genéticos. A função objetivo implementada consiste da composição penalizada do valor RMS do ângulo de rolagem da manobra lateral quanto ao handling, e de parâmetros associados ao conforto e segurança, como o valor RMS da aceleração vertical, do deslocamento máximo da suspensão, e da deflexão máxima do pneu de forma a garantir aderência contínua à pista. Os resultados otimizados dos parâmetros concentrados conseguem uma negociação dos objetivos conflitantes.

2.3 Otimização

Abbas et al., 2013, utilizaram o Algoritmo Genético para otimizar os parâmetros da suspensão das rodas e do banco do motorista, a partir do modelo de $\frac{1}{2}$ carro com terreno senoidal. A função objetivo considerava a deflexão da suspensão do banco do motorista, a aceleração do banco e da cabeça do motorista. Desta forma, a otimização visava melhorar o conforto do motorista. Os parâmetros otimizados permitiram minimizar significativamente as acelerações e os deslocamentos das partes analisadas do corpo do motorista. Além disso, a melhora também ocorreu em relação às acelerações do chassi do veículo e ao deslocamento do banco do motorista.

Antich, 2011, programa e avalia algoritmos para análise e otimização de pressão sonora desenvolvidos para sistemas acoplados vibroacústicos, verificando o desempenho da análise da resposta e comparando a adequação dos algoritmos de Programação Quadrática Sequencial, (SQP - *Sequential Quadratic Programming*), e genético, (GA), na otimização da resposta. A otimização é implementada no programa acadêmico de elementos finitos Meflab, e utiliza para otimização a função `fmincon` disponível no programa comercial Matlab[®]. Igualmente a otimização da resposta é implementada através de um código desenvolvido de algoritmos genéticos. Para os casos acoplados estudados o algoritmo SQP mostra uma redução da pressão sonora inicial inferior ao algoritmo genético, para casos desacoplados o método SQP consegue reduções maiores. Os resultados foram validados através de formulações analíticas disponíveis e comparados em alguns casos com soluções de programas comerciais.

Da Costa, 2016, desenvolveu 3 estudos de casos para verificação da influência das incertezas inerentes aos mecanismos, utilizando para isto, o Método Hipercubo Latino, Método dos Elementos Finitos Estocásticos e a expansão de Karhunen-Loève. O estudo estocástico em questão foi empregado na construção do projeto ótimo robusto para o problema apresentado. Utilizou-se inicialmente o Método Hipercubo Latino com a finalidade de se estudar as influências das incertezas em um sistema discreto e posteriormente Método Hipercubo Latino e expansão de Karhunen-Loève no estudo de sistemas contínuos, encontrando para cada um a sensibilidade nos parâmetros aplicados. Por fim a otimização foi realizada utilizando-se o método NSGA e o método Colônia de Vagalume Multiobjetivo Robusto, sendo nestes casos obtido também grande sensibilidade.

Izmailov e Solodov, 2012 e 2014, desenvolvem aspectos teóricos e computacionais para otimização, tratando das condições de otimalidade, análise convexa e dualidade. É apresentada a explicação de pontos principais e fundamentos matemáticos de algoritmos, bem como a análise de convergência.

Lobato e Da Silva, 2016, propuseram uma metodologia para o tratamento de problemas multiobjetivos usando o Algoritmo de Colônia de Vagalumes associado ao conceito de Média Efetiva para a inserção de robustez. Para essa finalidade, foi estudado a influência das condições de corte na vida da ferramenta e na força de avanço de brocas utilizadas em implantodontia durante a preparação de alvéolos ósseos utilizados em implantes para fins da maximização do número de furos e para a minimização da força de avanço máxima. Os resultados obtidos demonstram que a metodologia proposta configura-se como uma estratégia interessante para o tratamento de problemas de otimização robustos.

Gundogdu, 2007, apresentou uma otimização de um assento e sistema de suspensão de um quarto de carro usando algoritmos genéticos para determinar um conjunto de parâmetros para alcançar o melhor desempenho para o motorista. Como a saúde do motorista é tão importante quanto a estabilidade do carro, o objetivo desejado é proposto como a minimização de uma função multiobjetiva formada pela combinação não só da deflexão da suspensão e do pneu, mas também a aceleração da cabeça e o fator de crista (CF). Os resultados de otimização são comparados através de respostas de frequência, do assento e suspensão, dos sistemas de suspensão ótimos com os usados atualmente. Resultados comparativamente melhores são obtidos a partir do sistema otimizado em termos de picos de ressonância, CF e valor da vibração.

Sudhakar, Sonawane e Gupta, 2015, demonstraram uma abordagem de projeto de veículos através de simulação e técnicas de otimização, reduzindo a dependência de testes e produzindo resultados ótimos. A abordagem começa com o desenvolvimento de um modelo de veículo em Simulink®, combinados para testar os parâmetros, e, conclui pela otimização automatizada de parâmetros de suspensão usando Algoritmo Genético, para atender aos requisitos de desempenho especificados.

Uys, 2006, avaliou configurações de amortecedor e molas que garantam um ótimo conforto de passeio em diferentes perfis rodoviários e em diferentes velocidades através de normas como a ISO 2631. Algumas funções custo foram desenvolvidas e o conforto do motorista adicionado ao conforto do passageiro traseiro provou ser a melhor para otimização. Nas avaliações percebeu-se ainda que o conforto de passeio é mais sensível à rigidez da

suspensão traseira. Os resultados obtidos não podem ser estendidos a velocidades mais elevadas.

2.4 Perfis de pista

Heck, 2016, apresenta uma compilação de diversos terrenos de vários autores dispostos na literatura. Esses terrenos foram parametrizados no formato de funções densidade de potência espectral e catalogados de forma comparativa com a norma ISO 8608, englobando perfis de rodovias de alta qualidade até estradas de baixa qualidade. A catalogação destes terrenos foi realizada no formato de tabela, e pode ser empregado para selecionar excitações para simulações de tráfego em geral. O autor realizou uma comparação de um modelo dinâmico de veículo do tipo *quarter model* com um modelo mais completo para dois tipos de pavimentos, demonstrando que o modelo simplificado não é capaz de capturar picos de carregamento oriundos de transferência de cargas de rodas e eixos.

Agostinacchio, 2013, desenvolve um estudo no qual gera, de acordo com o padrão ISO 8608, diferentes perfis de rugosidade da estrada, caracterizados por diferentes níveis de danos. Em particular, as primeiras quatro classes fornecidas pela ISO 8608 foram consideradas. Subsequentemente, os esforços exercidos entre o pavimento e três tipos de veículos (carro, ônibus e caminhão) são avaliados por uma rotina implementada no Matlab®, através de $\frac{1}{4}$ de veículo. A análise permite determinar a quantidade de sobrecarga dinâmica que causa o estresse vibracional. O documento mostra como essa sobrecarga dinâmica pode ser predeterminada em função dos tipos de pavimentos e as degradações destes.

Pioli, 2014, propõe um método de normalização de diferentes pavimentos por meio da função densidade espectral de potência (PSD) e de descrição fractal (WM). Os dois métodos são testados para recuperação de pavimentos rodoviários típicos e comparados. O uso dessas descrições se traduz em grande economia de dados em relação às metodologias puramente experimentais tradicionalmente empregadas, além de permitir a obtenção de modelos de pavimentos.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Desde o advento do automóvel, pesquisas desenvolvidas, por governos e indústria, têm sido conduzidas no que diz respeito à concepção, construção e também ao projeto de veículos, com particular ênfase no controle, trem de força e suspensão, segurança, eficiência e conforto de condução dos veículos rodoviários.

O presente capítulo apresenta o modelo físico-matemático e as restrições às quais está submetido, com enfoque na suspensão de veículos de esteira. São apresentados também conceitos sobre perfis de pista para posterior aplicação na rotina desenvolvida e o modelo esteira-solo, apresentado para contextualizar os esforços aos quais o veículo é submetido.

3.1 Considerações sobre a dinâmica veicular

A análise do comportamento dinâmico de um veículo envolve o estudo de vários aspectos associados aos seus movimentos e de seus subsistemas. De uma forma geral, o comportamento de um veículo pode ser classificado em duas categorias. A primeira refere-se aos estudos dos movimentos característicos da estrutura, devido às irregularidades da pista, como movimentos verticais e de rotação, chamada de *ride*. Neste aspecto as suspensões têm um papel fundamental, promovendo o conforto dos passageiros pela minimização dos movimentos através de uma seleção adequada de parâmetros como rigidez e amortecimento.

A segunda categoria é a qualidade do controle direcional do veículo pelo motorista ou *handling*, estando associada às características de segurança e manutenção do veículo na trajetória desejada sob altas acelerações longitudinais e laterais.

A busca de um desempenho dinâmico adequado depende da relação de compromisso entre essas duas categorias de comportamento, uma vez que o máximo desempenho associado a estes aspectos não pode ser obtido simultaneamente. Por exemplo, a diminuição da rigidez da suspensão reduz a frequência natural da massa suspensa podendo levar a um aumento do conforto, mas pode também reduzir o desempenho do veículo em manobras de aceleração, frenagem ou curvas.

Dessa forma, definindo essas duas categorias, têm-se os 3 tipos principais de movimento: translação (posição, velocidade e aceleração), rotação (orientação, velocidade angular e aceleração angular) e movimento relativo entre partes (deslocamento de suspensões,

movimentos no motor/transmissão e no sistema de direção). Quanto aos esforços, existem os externos (gravitacionais, aerodinâmicos e do contato pneu/pavimento) e os internos (suspensão/direção, motor/transmissão e sistema de freios) aos sistemas do veículo [Gillespie, 1992].

Convenciona-se, a partir de agora, conforme Figura 3.1, que:

z - deslocamento vertical da carroceria (*bounce*);

x - deslocamento longitudinal da carroceria;

y - deslocamento lateral da carroceria;

γ - giro da carroceria em torno do eixo axial, denominado de ângulo de rolagem (*roll*);

θ - giro da carroceria em torno do eixo y , denominado de ângulo de arfagem (*pitch*);

Ψ - giro da carroceria em torno do eixo z , denominado de ângulo de guinada (*yaw*).

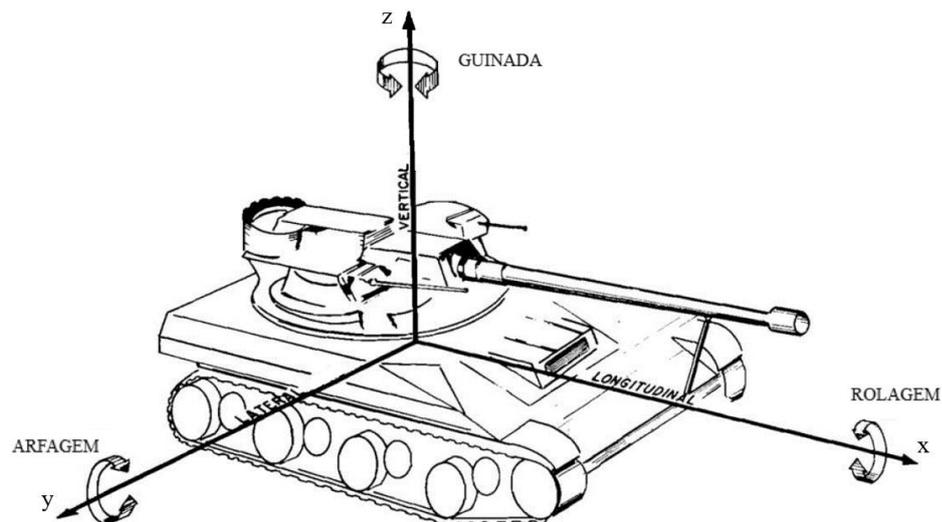


Figura 3.1 – Eixos de coordenada aplicados ao modelo.

Fonte: Adaptado U.S. Army, 1967.

A dinâmica longitudinal abrange os movimentos de translação longitudinal em relação ao eixo x e a rotação em torno de y , comumente chamada de arfagem, em resposta a torques gerados pela força de interação entre o contato das rodas e da superfície. Situações como frenagem e aceleração, desempenho em aclive e declive e distribuição de carga nos eixos são estudadas na dinâmica longitudinal de veículos.

Na dinâmica vertical é estudado o movimento de translação vertical em z e as rotações em torno do eixo longitudinal, x , conhecida como rolagem, e do eixo lateral y , em função das

irregularidades da pista. No tópico posterior serão abordados mais conceitos sobre dinâmica vertical devido ao objetivo deste trabalho.

A dinâmica lateral preocupa-se em prever o comportamento do veículo em relação aos movimentos e forças que agem na direção transversal a via e seus efeitos de rolagem e deriva. Toda inclinação lateral do veículo em curvas pode ser determinada em função da força centrífuga. Ao considerar um veículo de corpo rígido, a força centrífuga está aplicada no centro de gravidade do veículo, gerando um momento o qual será equilibrado pelas variações de cargas nas suspensões. [Boaretto, 2012]

Existe ainda a possibilidade do estudo dessas 3 áreas simultaneamente, o que exige o desenvolvimento de modelos numéricos bastante sofisticados. Para esse trabalho o foco será na dinâmica vertical.

3.2 Dinâmica vertical

A Dinâmica Vertical estuda o comportamento do veículo em relação aos movimentos e forças que agem na direção perpendicular à via, tendo como resposta a oscilação/vibração do veículo. Um estudo de dinâmica vertical engloba subsistemas como suspensão e chassis, sendo afetada principalmente por irregularidades na pista.

O objetivo de estudar a dinâmica vertical de um veículo é avaliar o desempenho do projeto da suspensão, a fim de garantir que ele seja confortável aos passageiros durante o uso, avaliando, na prática, as amplitudes e acelerações que são transmitidas aos corpos dos ocupantes, porém que seja adequado também a outras características específicas do veículo.

Ao longo do século 20, devido a aplicação das teorias de vibração na interação de veículos com o pavimento no qual trafega, pôde-se compreender o fenômeno de *ride*, onde o principal foco desde o princípio foi o de controle dos movimentos de carroceria em grandes amplitudes e baixa frequência de excitação vertical.

Nesse conceito o fenômeno de *bounce* caracteriza-se pela movimentação vertical da carroceria do veículo em resposta as mudanças de elevação da pista em que trafega. Tal movimentação se dá em baixas frequências, nas faixas de frequência dos modos de vibrar de suspensão.

Além de caracterizar o movimento das massas, eventos de baixa frequência também são importantes para a definição e otimização do balanço de movimentação e amortecimento entre

as suspensões dianteira e traseira. Este balanço tem papel importante, pois ajuda a definir o comportamento de arfagem do veículo.

O desenvolvimento de modelos matemáticos para veículos em geral sempre recebeu enorme atenção, porém comparado com esse esforço, veículos com esteira é um dos campos com menor número de estudos. A principal diferença entre veículos com rodas, ou no caso de aplicações similares, veículos multirodas e veículos de esteira é a representação dos elementos de tração, que no primeiro caso normalmente são os pneus e no segundo a esteira.

Devido à complexidade do desenvolvimento matemático da esteira, muitos estudos negligenciam a presença deste item, desenvolvendo somente uma análise de um veículo multirodas, onde o perfil do terreno atua diretamente no sistema de suspensão através dos pneus e rodas. Essa aproximação somente é plausível em terrenos relativamente mais suaves nos quais a dinâmica não limita a mobilidade.

Para proposta deste estudo, inicialmente, um modelo matemático de um veículo de esteira de $2+N$ graus de liberdade, onde N é o número de rodas, foi desenvolvido. O modelo utilizado é bidimensional tendo além dos 6 graus de liberdade dos eixos, os graus de liberdade de deslocamento vertical da massa suspensa e arfagem. A suspensão é independente, incorporando os efeitos de molas e amortecedores. Cada roda de rodagem é representada por uma mola radial contínua. As rodas do casco (roda de tração e roda esticadora) não são consideradas no equacionamento de forma direta. O perfil de terreno aplicado para a o desenvolvimento das análises é assumido como não deformável.

As equações dinâmicas que governam os movimentos de arfagem e deslocamento vertical da massa suspensa e o movimento de deslocamento vertical das massas não suspensas são descritas baseadas na segunda lei de Newton de movimento.

As Figuras 3.2 e 3.3 apresentam o modelo de $\frac{1}{2}$ veículo com 8 GDL a ser estudado e o diagrama de corpo livre, respectivamente.

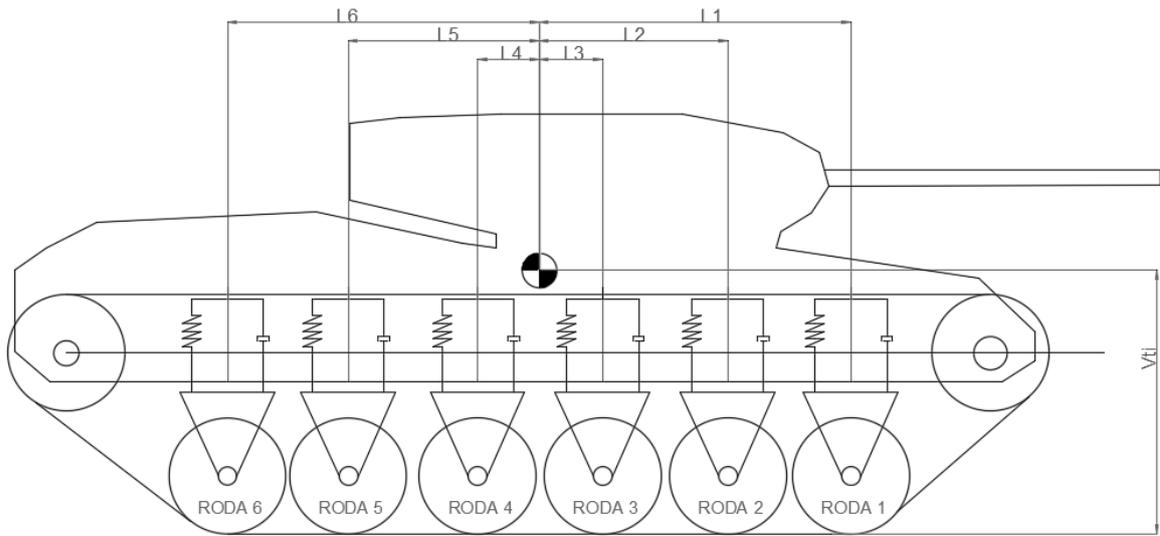


Figura 3.2 – Modelo de veículo com esteiras

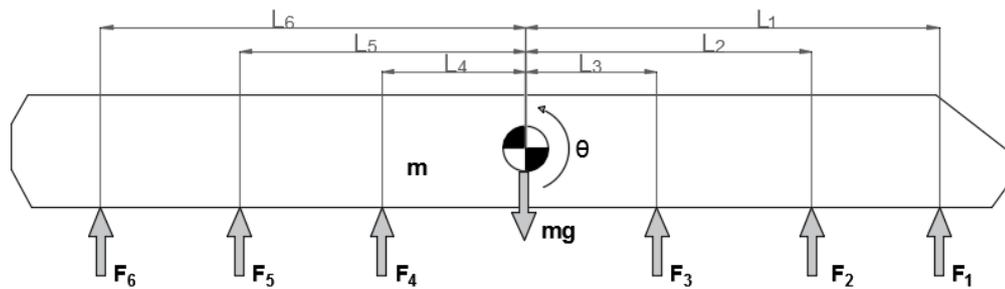


Figura 3.3 – Diagrama de corpo livre das forças atuantes do modelo

Para a utilização deste modelo considera-se que a distribuição de massa e a geometria do veículo são simétricas ao eixo de rolagem, ou seja, possui igual distribuição entre os lados direito e esquerdo.

Por considerar o modelo do veículo como um corpo rígido, fica evidente que há uma relação geométrica de dependência entre o deslocamento vertical do centro de massa, x , com o deslocamento vertical da dianteira, x_d e traseira, x_t , do veículo e com deslocamento angular de arfagem do veículo em relação ao centro de massa, θ . Na Figura 3.4 é apresentado o diagrama de corpo livre para o movimento de arfagem:

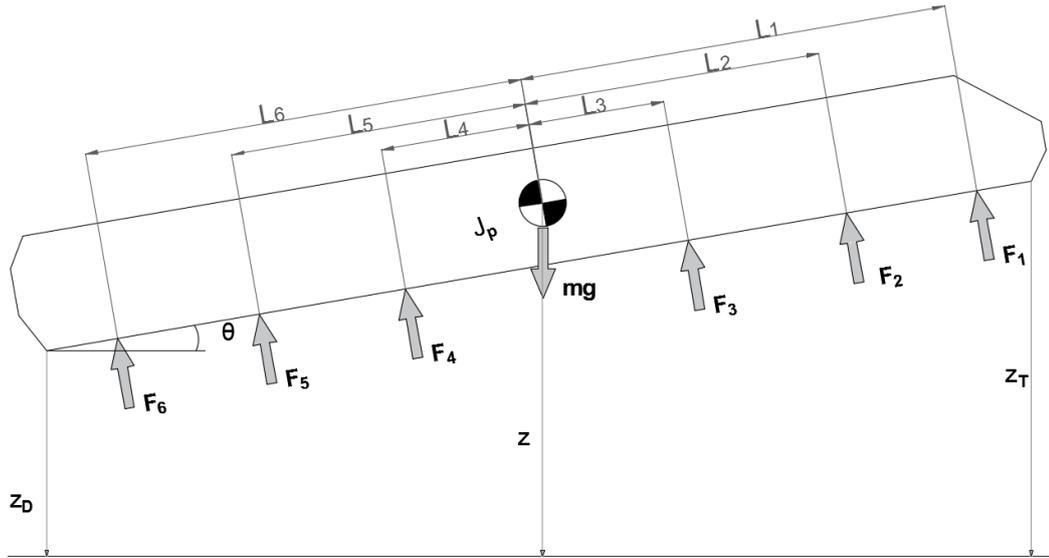


Figura 3.4 – Diagrama de corpo livre para o movimento de arfagem

Conseqüentemente as equações de movimento, para um modelo bidimensional de veículo de esteira de 6 rodas, são descritas como:

$$m\ddot{z} - mg\cos(\alpha) + F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6 = 0 \quad (3.1)$$

$$\ddot{z} = -\frac{1}{m}(F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6) + g\cos(\alpha) \quad (3.2)$$

Onde m é o valor da metade da massa total do veículo, F_1 à F_6 são as forças transmitidas pela suspensão, \ddot{z} é a aceleração da massa no sentido vertical, g é a aceleração da gravidade e α é o ângulo da pista. Estas equações somente levam em conta o deslocamento vertical do veículo.

Com o auxílio do diagrama de corpo livre das Figuras 3.3 e 3.4, pode-se desenvolver o equacionamento para o movimento de arfagem:

$$\begin{aligned}
J_p \ddot{\theta}_p + F_1 * L_1 + F_2 * L_2 + F_3 * L_3 - F_4 * L_4 - F_5 * L_5 - F_6 * L_6 - F_{AT1} * V_{T1} \\
- F_{AT2} * V_{T2} - F_{AT3} * V_{T3} + F_{AT4} * V_{t4} + F_{AT5} * V_{T5} + F_{AT6} \\
* V_{T6} = 0
\end{aligned} \tag{3.3}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{\theta}_p = -\frac{1}{J_p} (F_1 * L_1 + F_2 * L_2 + F_3 * L_3 - F_4 * L_4 - F_5 * L_5 - F_6 * L_6 - F_{AT1} \\
* V_{T1} - F_{AT2} * V_{T2} - F_{AT3} * V_{T3} + F_{AT4} * V_{t4} + F_{AT5} * V_{T5} + F_{AT6} \\
* V_{T6}) = 0
\end{aligned} \tag{3.4}$$

Onde J_p é o momento de inércia de massa, $\ddot{\theta}_p$ é a aceleração angular, L_1 à L_6 são as distâncias horizontais entre o centro de massa e as rodas de rodagem 1 à 6, respectivamente, e V_1 à V_6 são as distâncias verticais entre as tangencias das rodas de rodagem 1 à 6, respectivamente, e o CG do casco.

Desenvolvendo os termos presentes na Equação para as forças F_1 à F_6 , obtêm-se:

$$F_i = F_{mi} + F_{ai} \tag{3.5}$$

Onde para as rodas de 1 a 3 aplica-se as equações (3.6) e (3.7):

$$F_{mi} = K_i(z - z_i + L_i * \text{sen}(\theta)) \tag{3.6}$$

$$F_{ai} = C_i(\dot{z} - \dot{z}_i + L_i * \dot{\theta} * \text{cos}(\theta)) \tag{3.7}$$

Para as rodas de 4 a 6 utiliza-se as equações (3.8) e (3.9).

$$F_{mi} = K_i(z - z_i - L_i * \text{sen}(\theta)) \tag{3.8}$$

$$F_{ai} = C_i(\dot{z} - \dot{z}_i - L_i * \dot{\theta} * \text{cos}(\theta)) \tag{3.9}$$

No equacionamento anterior têm-se as forças de mola, F_{m1} à F_{m6} , da roda 1 à 6 respectivamente, bem como as força dos amortecedores F_{a1} à F_{a6} . K_1 à K_6 são as constantes de rigidez das molas e C_1 à C_6 são as constantes de amortecimento. As deflexões são obtidas pelo somatório de todos os deslocamentos dos componentes, sendo z o deslocamento vertical da massa do veículo, z_1 à z_6 deslocamentos das rodas, $L_1 * \text{sen}(\theta)$ à $L_6 * \text{sen}(\theta)$ referente a

inclinação da carroceria no movimento de arfagem. No caso das forças de amortecimento os termos contam com um ponto na parte superior e referem-se as derivadas destes deslocamentos, ou seja, suas velocidades.

Para os momentos em relação ao eixo y , as distâncias V_{T1} à V_{T6} podem ser modeladas da mesma forma que as deflexões das molas, pois esta distância depende da relação entre os deslocamentos verticais das massas suspensa e não suspensa e dos deslocamentos rotacionais avaliados com relação à distância ao centro de massa do veículo, sendo assim para as rodas de 1 à 3 considera-se a Equação 3.10 e de 4 à 6 a Equação 3.11:

$$V_{Ti} = (V_i + z - z_i + L_i * \text{sen}(\theta)) \quad (3.10)$$

$$V_{Ti} = (V_i + z - z_i - L_i * \text{sen}(\theta)) \quad (3.11)$$

Sendo V_1 à V_6 a distância estática entre o centro de massa e o solo de cada uma das rodas. As forças que atuam na interação da esteira com o solo, horizontalmente, (sentido longitudinal), podem ser representadas:

$$F_{ATi} = F_{Si} * \mu \quad (3.12)$$

Aqui F_{at1} à F_{at6} se referem as forças de atrito que cada roda sofre, as quais dependem das forças normais, F_{S1} à F_{S6} , desenvolvidas na interação esteira – rodas – solo e o coeficiente, μ , da interação esteira – solo, através da Equação 3.13, onde K_{Ri} é a rigidez de cada roda, z_i são os deslocamentos de cada roda e $z_i(t + \Delta t)$ os deslocamentos que o perfil de pista induz ao sistema.

$$F_{Si} = K_{Ri}(z_i - z_i(t + \Delta t)) \quad (3.13)$$

Os efeitos da esteira são modelados através de dois mecanismos separados. Em primeiro lugar, o efeito das esteiras intermediárias, (entre as rodas de rodagem), são modelados como molas verticais lineares exercendo uma força de restauração para alinhar essas rodas, proporcional ao deslocamento relativo entre elas. Ou seja, quando as rodas estiverem alinhadas no mesmo eixo horizontal, não haverá forças de contribuição devido a tensão da esteira.

Para modelar a seção da esteira entre a roda de casco e a roda de rodagem dianteira, na interação com o perfil do terreno utiliza-se uma mola linear perpendicular ao movimento.

Conseqüentemente uma força normal proporcional ao deslocamento dessa porção da esteira é transmitida, a qual incrementa a tensão na esteira, sendo então repassada a roda de rodagem mais próxima.

Modelos de esteiras semelhantes são utilizados em estudos como de Dhir e Sankar, 1994, Blackmon e Murphy, 1972, Lessem e Murphy, 1972, Ravishankar e Sujatha, 2007, sendo considerado por esses autores uma opção interessante por rapidamente apresentar respostas aproximadas da dinâmica vertical de forma geral, não sendo indicado para estudos onde se busque entender o comportamento nas proximidades da esteira. A Figura 3.5, mostra graficamente o modelo utilizado para a análise da esteira.

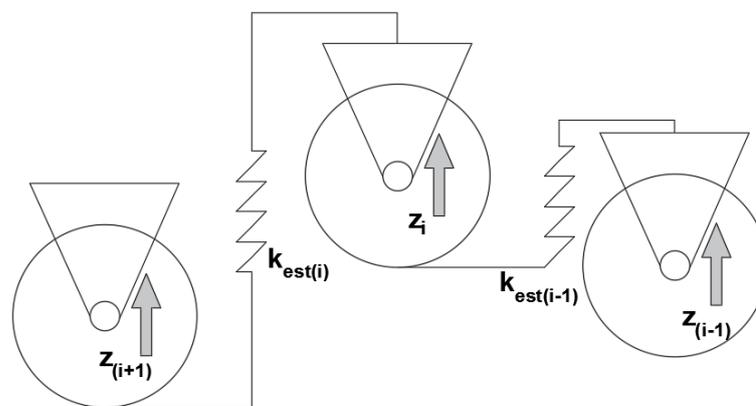


Figura 3.5 – Modelo de tensão da esteira para os segmentos intermediários.

Tendo definido todos os termos, e como será avaliado o comportamento da esteira através dos deslocamentos relativos das rodas, são apresentadas as equações dinâmicas dos graus de liberdade destas rodas a partir do diagrama de corpo livre da Figura 3.6, da seguinte forma:

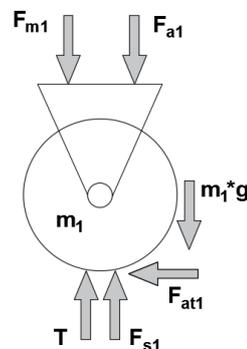


Figura 3.6 – Diagrama de corpo livre da roda 1.

$$m_1 \ddot{z}_1 - m_1 g \cos(\alpha) - F_1 + F_{S1} - k_{est1} * (z_2 - z_1) + k_{est0} * (z_1 - z_0) + T = 0 \quad (3.14)$$

$$\ddot{z}_1 = \frac{1}{m_1} (F_1 - F_{S1} + k_{est1} * (z_2 - z_1) - k_{est0} * (z_1 - z_0)) + g \cos(\alpha) - T \quad (3.15)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 - m_2 g \cos(\alpha) - F_2 + F_{S2} - k_{est2} * (z_3 - z_2) + k_{est1} * (z_2 - z_1) + T = 0 \quad (3.16)$$

$$\ddot{z}_2 = \frac{1}{m_2} (F_2 - F_{S2} + k_{est2} * (z_3 - z_2) - k_{est1} * (z_2 - z_1)) + g \cos(\alpha) - T \quad (3.17)$$

$$m_3 \ddot{z}_3 - m_3 g \cos(\alpha) - F_3 + F_{S3} - k_{est3} * (z_4 - z_3) + k_{est2} * (z_3 - z_2) + T = 0 \quad (3.18)$$

$$\ddot{z}_3 = \frac{1}{m_3} (F_3 - F_{S3} + k_{est3} * (z_4 - z_3) - k_{est2} * (z_3 - z_2)) + g \cos(\alpha) - T \quad (3.19)$$

$$m_4 \ddot{z}_4 - m_4 g \cos(\alpha) - F_4 + F_{S4} - k_{est4} * (z_5 - z_4) + k_{est3} * (z_4 - z_3) + T = 0 \quad (3.20)$$

$$\ddot{z}_4 = \frac{1}{m_4} (F_4 - F_{S4} + k_{est4} * (z_5 - z_4) - k_{est3} * (z_4 - z_3)) + g \cos(\alpha) - T \quad (3.21)$$

$$m_5 \ddot{z}_5 - m_5 g \cos(\alpha) - F_5 + F_{S5} - k_{est5} * (z_6 - z_5) + k_{est4} * (z_5 - z_4) + T = 0 \quad (3.22)$$

$$\ddot{z}_5 = \frac{1}{m_5} (F_5 - F_{S5} + k_{est5} * (z_6 - z_5) - k_{est4} * (z_5 - z_4)) + g \cos(\alpha) - T \quad (3.23)$$

$$m_6 \ddot{z}_6 - m_6 g \cos(\alpha) - F_6 + F_{S6} + k_{est5} * (z_6 - z_5) - k_{est6} * (z_7 - z_6) + T = 0 \quad (3.24)$$

$$\ddot{z}_6 = \frac{1}{m_6} (F_6 - F_{S6} - k_{est5} * (z_6 - z_5) + k_{est6} * (z_7 - z_6)) + g \cos(\alpha) - T \quad (3.25)$$

Sendo k_{est1} à k_{est5} a rigidez da esteira entre as rodas de rodagem, k_{est0} e z_0 a rigidez e o deslocamento, respectivamente, da porção frontal inclinada da esteira e k_{est6} e z_7 a rigidez e o deslocamento da porção traseira inclinada da esteira. Esses deslocamentos z_0 e z_6 dependerão da altura do obstáculo que o veículo irá transpor. A variável T diz respeito a pré-tensão aplicada inicialmente a esteira. Quanto maior for seu valor, maior também deverá ser a rigidez da esteira, consequentemente.

Substituindo cada termo na Equação 3.2 é possível obter a expressão final para a translação vertical da massa suspensa:

$$\begin{aligned}
 \ddot{z} = & -\frac{1}{m} \left(z(K_1 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5 + K_6) + \dot{z}(C_1 + C_2 + C_3 + C_4 + C_5 + C_6) \right. \\
 & - K_1 z_1 + K_1 L_1 * \text{sen}(\theta) - C_1 \dot{z}_1 + C_1 L_1 * \dot{\theta} * \cos(\theta) - K_2 z_2 \\
 & + K_2 L_2 * \text{sen}(\theta) - C_2 \dot{z}_2 + C_2 L_2 * \dot{\theta} * \cos(\theta) - K_3 z_3 + K_3 L_3 \\
 & * \text{sen}(\theta) - C_3 \dot{z}_3 + C_3 L_3 * \dot{\theta} * \cos(\theta) - K_4 z_4 - K_4 L_4 * \text{sen}(\theta) \\
 & - C_4 \dot{z}_4 - C_4 L_4 * \dot{\theta} * \cos(\theta) - K_5 z_5 - K_5 L_5 * \text{sen}(\theta) - C_5 \dot{z}_5 \\
 & - C_5 L_5 * \dot{\theta} * \cos(\theta) - K_6 z_6 - K_6 L_6 * \text{sen}(\theta) - C_6 \dot{z}_6 - C_6 L_6 * \dot{\theta} \\
 & \left. * \cos(\theta) \right) + g \cos(\alpha)
 \end{aligned} \tag{3.26}$$

Da mesma forma pode-se obter a equação completa para a análise da arfagem, substituindo cada termo na Equação 3.4:

$$\begin{aligned}
\ddot{\theta}_p = & -\frac{1}{J_p}(K_1 z L_1 - K_1 z_1 L_1 + K_1 L_1 L_1 * \text{sen}(\theta) + C_1 \dot{z} L_1 - C_1 \dot{z}_1 L_1 + C_1 L_1 L_1 \\
& * \dot{\theta} * \cos(\theta) + K_2 z L_2 - K_2 z_2 L_2 + K_2 L_2 L_2 * \text{sen}(\theta) + C_2 \dot{z} L_2 \\
& - C_2 \dot{z}_2 L_2 + C_2 L_2 L_2 * \dot{\theta} * \cos(\theta) + K_3 z L_3 - K_3 z_3 L_3 + K_3 L_3 L_3 \\
& * \text{sen}(\theta) + C_3 \dot{z} L_3 - C_3 \dot{z}_3 L_3 + C_3 L_3 L_3 * \dot{\theta} * \cos(\theta) - K_4 z L_4 \\
& + K_4 z_4 L_4 + K_4 L_4 L_4 * \text{sen}(\theta) - C_4 \dot{z} L_4 + C_4 \dot{z}_4 L_4 + C_4 L_4 L_4 * \dot{\theta} \\
& * \cos(\theta) - K_5 z L_5 + K_5 z_5 L_5 + K_5 L_5 L_5 * \text{sen}(\theta) - C_5 \dot{z} L_5 \\
& + C_5 \dot{z}_5 L_5 + C_5 L_5 L_5 * \dot{\theta} * \cos(\theta) - K_6 z L_6 + K_6 z_6 L_6 + K_6 L_6 L_6 \\
& * \text{sen}(\theta) - C_6 \dot{z} L_6 + C_6 \dot{z}_6 L_6 + C_6 L_6 L_6 * \dot{\theta} * \cos(\theta) - K_{R1} z_1 V_1 \mu \\
& - K_{R1} z_1 z \mu + K_{R1} z_1 z_1 \mu - K_{R1} z_1 L_1 \mu * \text{sen}(\theta) \\
& + K_{R1} z_1 (t + \Delta t) V_1 \mu + K_{R1} z_1 (t + \Delta t) z \mu - K_{R1} z_1 (t + \Delta t) z_1 \mu \\
& + K_{R1} z_1 (t + \Delta t) L_1 \mu * \text{sen}(\theta) - K_{R2} z_2 V_2 \mu - K_{R2} z_2 z \mu \\
& + K_{R2} z_2 z_2 \mu - K_{R2} z_2 L_2 \mu * \text{sen}(\theta) + K_{R2} z_2 (t + \Delta t) V_2 \mu \\
& + K_{R2} z_2 (t + \Delta t) z \mu - K_{R2} z_2 (t + \Delta t) z_2 \mu + K_{R2} z_2 (t + \Delta t) L_2 \mu \\
& * \text{sen}(\theta) - K_{R3} z_3 V_3 \mu - K_{R3} z_3 z \mu + K_{R3} z_3 z_3 \mu - K_{R3} z_3 L_3 \mu \\
& * \text{sen}(\theta) + K_{R3} z_3 (t + \Delta t) V_3 \mu + K_{R3} z_3 (t + \Delta t) z \mu \\
& - K_{R3} z_3 (t + \Delta t) z_3 \mu + K_{R3} z_3 (t + \Delta t) L_3 \mu * \text{sen}(\theta) + K_{R4} z_4 V_4 \mu \\
& + K_{R4} z_4 z \mu - K_{R4} z_4 z_4 \mu - K_{R4} z_4 L_4 \mu * \text{sen}(\theta) \\
& - K_{R4} z_4 (t + \Delta t) V_4 \mu - K_{R4} z_4 (t + \Delta t) z \mu + K_{R4} z_4 (t + \Delta t) z_4 \mu \\
& + K_{R4} z_4 (t + \Delta t) L_4 \mu * \text{sen}(\theta) + K_{R5} z_5 V_5 \mu + K_{R5} z_5 z \mu \\
& - K_{R5} z_5 z_5 \mu - K_{R5} z_5 L_5 \mu * \text{sen}(\theta) - K_{R5} z_5 (t + \Delta t) V_5 \mu \\
& - K_{R5} z_5 (t + \Delta t) z \mu + K_{R5} z_5 (t + \Delta t) z_5 \mu + K_{R5} z_5 (t + \Delta t) L_5 \mu \\
& * \text{sen}(\theta) + K_{R6} z_6 V_6 \mu + K_{R6} z_6 z \mu - K_{R6} z_6 z_6 \mu - K_{R6} z_6 L_6 \mu \\
& * \text{sen}(\theta) - K_{R6} z_6 (t + \Delta t) V_6 \mu - K_{R6} z_6 (t + \Delta t) z \mu \\
& + K_{R6} z_6 (t + \Delta t) z_6 \mu + K_{R6} z_6 (t + \Delta t) L_6 \mu * \text{sen}(\theta)) = 0
\end{aligned} \tag{3.27}$$

Por fim, procedendo da mesma forma, é possível obter a equação geral de cada uma das rodas:

$$\begin{aligned} \dot{z}_1 = \frac{1}{m_1} & \left(K_1 z - z_1 (K_1 + K_{R1} + k_{est1} + k_{est0}) + K_1 L_1 * \text{sen}(\theta) + C_1 \dot{z} - C_1 \dot{z}_1 \right. \\ & \left. + C_1 L_1 * \dot{\theta} * \cos(\theta) + K_{R1} z_1 (t + \Delta t) + k_{est1} z_2 + k_{est0} z_0 \right) \\ & + g \cos(\alpha) - T \end{aligned} \quad (3.28)$$

$$\begin{aligned} \dot{z}_2 = \frac{1}{m_2} & \left(K_2 z - z_2 (K_2 + K_{R2} + k_{est2} + k_{est1}) + K_2 L_2 * \text{sen}(\theta) + C_2 \dot{z} - C_2 \dot{z}_2 \right. \\ & \left. + C_2 L_2 * \dot{\theta} * \cos(\theta) + K_{R2} z_2 (t + \Delta t) + k_{est2} z_3 + k_{est1} z_1 \right) \\ & + g \cos(\alpha) - T \end{aligned} \quad (3.29)$$

$$\begin{aligned} \dot{z}_3 = \frac{1}{m_3} & \left(K_3 z - z_3 (K_3 + K_{R3} + k_{est3} + k_{est2}) + K_3 L_3 * \text{sen}(\theta) + C_3 \dot{z} - C_3 \dot{z}_3 \right. \\ & \left. + C_3 L_3 * \dot{\theta} * \cos(\theta) + K_{R3} z_3 (t + \Delta t) + k_{est3} z_4 + k_{est2} z_2 \right) \\ & + g \cos(\alpha) - T \end{aligned} \quad (3.30)$$

$$\begin{aligned} \dot{z}_4 = \frac{1}{m_4} & \left(K_4 z - z_4 (K_4 + K_{R4} + k_{est4} + k_{est3}) - K_4 L_4 * \text{sen}(\theta) + C_4 \dot{z} - C_4 \dot{z}_4 \right. \\ & \left. - C_4 L_4 * \dot{\theta} * \cos(\theta) + K_{R4} z_4 (t + \Delta t) + k_{est4} z_5 + k_{est3} z_3 \right) \\ & + g \cos(\alpha) - T \end{aligned} \quad (3.31)$$

$$\begin{aligned} \dot{z}_5 = \frac{1}{m_5} & \left(K_5 z - z_5 (K_5 + K_{R5} + k_{est5} + k_{est4}) - K_5 L_5 * \text{sen}(\theta) + C_5 \dot{z} - C_5 \dot{z}_5 \right. \\ & \left. - C_5 L_5 * \dot{\theta} * \cos(\theta) + K_{R5} z_5 (t + \Delta t) + k_{est5} z_6 + k_{est4} z_4 \right) \\ & + g \cos(\alpha) - T \end{aligned} \quad (3.32)$$

$$\begin{aligned} \dot{z}_6 = \frac{1}{m_6} & \left(K_6 z - z_6 (K_6 + K_{R6} + k_{est5} + k_{est6}) - K_6 L_6 * \text{sen}(\theta) + C_6 \dot{z} - C_6 \dot{z}_6 \right. \\ & \left. - C_6 L_6 * \dot{\theta} * \cos(\theta) + K_{R6} z_6 (t) + k_{est5} z_5 + k_{est6} z_7 \right) \\ & + g \cos(\alpha) - T \end{aligned} \quad (3.33)$$

3.3 Modelo tridimensional

Para entender o desempenho vertical do veículo de uma forma mais ampla, um modelo tridimensional de 15 graus de liberdade foi desenvolvido. Este tipo de modelo permite estudar o comportamento do veículo para os mais diversos tipos de interações das rodas com o solo, fornecendo respostas mais próximas do comportamento do modelo real. O sistema de suspensão, bem como a esteira, da mesma forma que no caso 2D, são modelados como molas

e amortecedores lineares, simplificando sua modelagem. A Figura 3.7 apresenta os graus de liberdade do modelo.

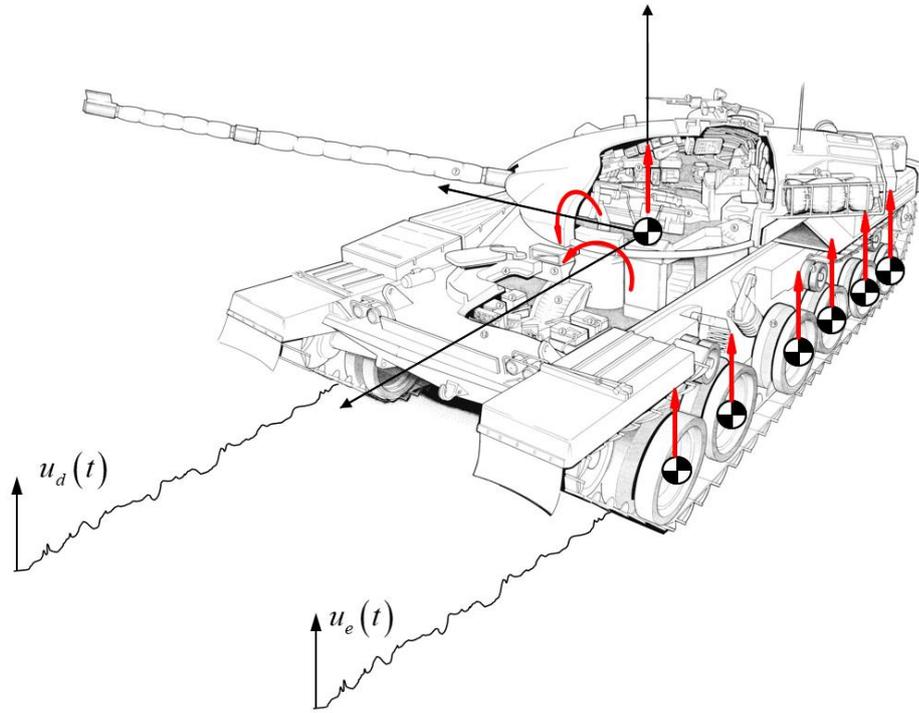


Figura 3.7 – Vista tridimensional com os graus de liberdade do veículo.

Outras simplificações consideradas são:

- O assento é considerado rigidamente ligado ao veículo;
- O modelo não prevê o movimento de guinada;
- O veículo desloca-se numa trajetória retilínea.
- As rodas estão em contato pontual com a pista;

Estas considerações são adotadas devido a característica das avaliações que serão realizadas permitindo que todas as forças laterais sejam desprezadas (uma vez que o veículo trafega em linha reta). Além disso, a hipótese de as rodas de rodagem estarem em contato pontual com a pista implica que as irregularidades do perfil com comprimentos de onda contidos na zona de contato não têm influência no processo. Assume-se que a área de contato é infinitesimal, o que permite captar a menor irregularidade possível dentro de um dado comprimento de onda. A Figura 3.8 apresenta a vista traseira do veículo analisado.

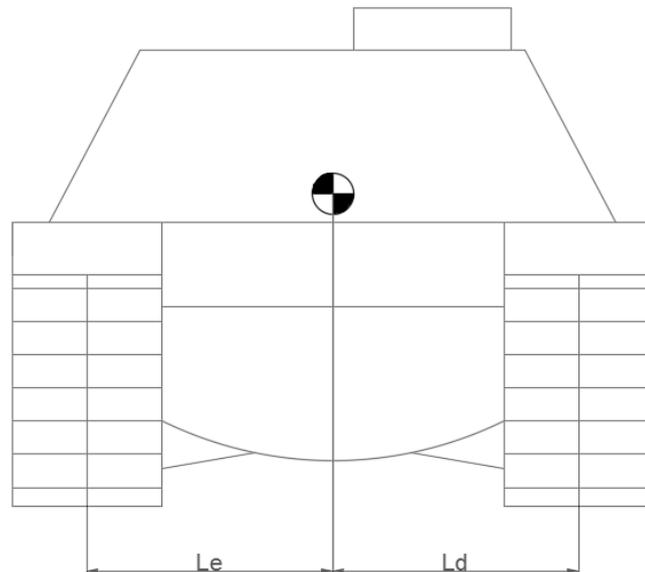


Figura 3.8 – Vista traseira bidimensional do veículo analisado, apresentando o centro de massa em relação ao eixo de rolagem.

A massa neste modelo representa a massa total do veículo somado à massa do piloto considerado no centro de massa do veículo. J_p indica o momento de inércia longitudinal e J_r indica o momento de inércia transversal, em relação aos seus respectivos eixos que passam pelo centro de massa. As massas das rodas direita são indicadas por m_{11} à m_{61} e as massas das rodas esquerdas são indicadas por m_{12} à m_{62} .

As cotas L_e e L_d indicam a distância entre os pontos de pivotamento direito e esquerdo, respectivamente ao eixo longitudinal que passa pelo centro de massa do veículo. O ângulo de rolagem é descrito através de γ , sendo a aceleração de rolagem descrita por $\ddot{\gamma}_r$.

As constantes elásticas das molas dos amortecedores são indicadas por k_{11} à k_{61} para os amortecedores direitos, k_{12} à k_{62} para os amortecedores esquerdos. As constantes elásticas para as rodas são indicadas por k_{r11} à k_{r61} para o lado direito e k_{r12} à k_{r62} para o lado direito.

Os coeficientes de amortecimento são indicados por c_{11} à c_{61} para os amortecedores posicionados no lado direito e c_{12} à c_{62} para os amortecedores esquerdos.

O equacionamento é apresentado na mesma sequência do modelo 2D, porém não sendo demonstrado o passo a passo do desenvolvimento das equações, pois o modelo 3D segue o mesmo conceito de formulação.

Substituindo todos termos inicialmente é possível obter a Equação 3.34, que trata do deslocamento vertical da massa suspensa.

$$\begin{aligned}
\ddot{z} = & -\frac{1}{m} (K_{11}z - K_{11}z_{11} + K_{11}L_{11}\theta + K_{11}L_d\gamma + C_{11}\dot{z} - C_{11}z_{11} + C_{11}L_{11}\dot{\theta} \\
& + C_{11}L_d\dot{\gamma} + K_{21}z - K_{21}z_{21} + K_{21}L_{21}\theta + K_{21}L_d\gamma + C_{21}\dot{z} \\
& - C_{21}z_{21} + C_{21}L_{21}\dot{\theta} + C_{21}L_d\dot{\gamma} + K_{31}z - K_{31}z_{31} + K_{31}L_{31}\theta \\
& + K_{31}L_d\gamma + C_{31}\dot{z} - C_{31}z_{31} + C_{31}L_{31}\dot{\theta} + C_{31}L_d\dot{\gamma} + K_{41}z \\
& - K_{41}z_{41} - K_{41}L_{41}\theta + K_{41}L_d\gamma + C_{41}\dot{z} - C_{41}z_{41} - C_{41}L_{41}\dot{\theta} \\
& + C_{41}L_d\dot{\gamma} + K_{51}z - K_{51}z_{51} - K_{51}L_{51}\theta + K_{51}L_d\gamma + C_{51}\dot{z} \\
& - C_{51}z_{51} - C_{51}L_{51}\dot{\theta} + C_{51}L_d\dot{\gamma} + K_{61}z - K_{61}z_{61} - K_{61}L_{61}\theta \\
& + K_{61}L_d\gamma + C_{61}\dot{z} - C_{61}z_{61} - C_{61}L_{61}\dot{\theta} + C_{61}L_d\dot{\gamma} + K_{12}z \\
& - K_{12}z_{12} + K_{12}L_{12}\theta - K_{12}L_e\gamma + C_{12}\dot{z} - C_{12}z_{12} + C_{12}L_{12}\dot{\theta} \\
& - C_{12}L_e\dot{\gamma} + K_{22}z - K_{22}z_{22} + K_{22}L_{22}\theta - K_{22}L_e\gamma + C_{22}\dot{z} \\
& - C_{22}z_{22} + C_{22}L_{22}\dot{\theta} - C_{22}L_e\dot{\gamma} + K_{32}z - K_{32}z_{32} + K_{32}L_{32}\theta \\
& - K_{32}L_e\gamma + C_{32}\dot{z} - C_{32}z_{32} + C_{32}L_{32}\dot{\theta} - C_{32}L_e\dot{\gamma} + K_{42}z \\
& - K_{42}z_{42} - K_{42}L_{42}\theta - K_{42}L_e\gamma + C_{42}\dot{z} - C_{42}z_{42} - C_{42}L_{42}\dot{\theta} \\
& - C_{42}L_e\dot{\gamma} + K_{52}z - K_{52}z_{52} - K_{52}L_{52}\theta - K_{52}L_e\gamma + C_{52}\dot{z} \\
& - C_{52}z_{52} - C_{52}L_{52}\dot{\theta} - C_{52}L_e\dot{\gamma} + K_{62}z - K_{62}z_{62} - K_{62}L_{62}\theta \\
& - K_{62}L_e\gamma + C_{62}\dot{z} - C_{62}z_{62} - C_{62}L_{62}\dot{\theta} - C_{62}L_e\dot{\gamma}) + mg
\end{aligned} \tag{3.34}$$

Da mesma forma é apresentada a Equação 3.35 para o movimento de arfagem e posteriormente a Equação 3.36 para o movimento de rolagem.

$$\begin{aligned}
\ddot{\theta}_p = & -\frac{1}{J_p} (((K_{11}L_1z - K_{11}L_1z_{11} + K_{11}L_1L_1\theta + K_{11}L_dL_1\gamma) + (C_{11}L_1\dot{z} \\
& - C_{11}L_1z_{11} + C_{11}L_1L_1\dot{\theta} + C_{11}L_dL_1\dot{\gamma})) \\
& + ((K_{21}L_2z - K_{21}L_2z_{21} + K_{21}L_2L_2\theta + K_{21}L_2L_d\gamma) + (C_{21}L_2\dot{z} \\
& - C_{21}L_2z_{21} + C_{21}L_2L_2\dot{\theta} + C_{21}L_2L_d\dot{\gamma})) \\
& + ((K_{31}L_3z - K_{31}L_3z_{31} + K_{31}L_3L_3\theta + K_{31}L_3L_d\gamma) + (C_{31}L_3\dot{z} \\
& - C_{31}L_3z_{31} + C_{31}L_3L_3\dot{\theta} + C_{31}L_3L_d\dot{\gamma})) \\
& - ((K_{41}L_4z - K_{41}L_4z_{41} - K_{41}L_4L_4\theta + K_{41}L_4L_d\gamma) + (C_{41}L_4\dot{z} \\
& - C_{41}L_4z_{41} - C_{41}L_4L_4\dot{\theta} + C_{41}L_4L_d\dot{\gamma})) \\
& - ((K_{51}L_5z - K_{51}L_5z_{51} - K_{51}L_5L_5\theta + K_{51}L_5L_d\gamma) + (C_{51}L_5\dot{z} \\
& - C_{51}L_5z_{51} - C_{51}L_5L_5\dot{\theta} + C_{51}L_5L_d\dot{\gamma})) \\
& - ((K_{61}L_6z - K_{61}L_6z_{61} - K_{61}L_6L_6\theta + K_{61}L_6L_d\gamma) + (C_{61}L_6\dot{z} \\
& - C_{61}L_6z_{61} - C_{61}L_6L_6\dot{\theta} + C_{61}L_6L_d\dot{\gamma})) \\
& + ((K_{12}L_1z - K_{12}L_1z_{12} + K_{12}L_1L_1\theta - K_{12}L_1L_e\gamma) + (C_{12}L_1\dot{z} \\
& - C_{12}L_1z_{12} + C_{12}L_1L_1\dot{\theta} - C_{12}L_1L_e\dot{\gamma})) \\
& + (K_{22}L_2z - K_{22}L_2z_{22} + K_{22}L_2L_2\theta - K_{22}L_2L_e\gamma) + (C_{22}L_2\dot{z} \\
& - C_{22}L_2z_{22} + C_{22}L_2L_2\dot{\theta} - C_{22}L_2L_e\dot{\gamma})) \\
& + ((K_{32}L_3z - K_{32}L_3z_{32} + K_{32}L_3L_3\theta - K_{32}L_3L_e\gamma) + (C_{32}L_3\dot{z} \\
& - C_{32}L_3z_{32} + C_{32}L_3L_3\dot{\theta} - C_{32}L_3L_e\dot{\gamma})) \\
& - ((K_{42}L_4z - K_{42}L_4z_{42} - K_{42}L_4L_4\theta - K_{42}L_4L_e\gamma) + (C_{42}L_4\dot{z} \\
& - C_{42}L_4z_{42} - C_{42}L_4L_4\dot{\theta} - C_{42}L_4L_e\dot{\gamma})) \\
& - ((K_{52}L_5z - K_{52}L_5z_{52} - K_{52}L_5L_5\theta - K_{52}L_5L_e\gamma) + (C_{52}L_5\dot{z} \\
& - C_{52}L_5z_{52} - C_{52}L_5L_5\dot{\theta} - C_{52}L_5L_e\dot{\gamma})) \\
& - ((K_{62}L_6z - K_{62}L_6z_{62} - K_{62}L_6L_6\theta - K_{62}L_6L_e\gamma) + (C_{62}L_6\dot{z} \\
& - C_{62}L_6z_{62} - C_{62}L_6L_6\dot{\theta} - C_{62}L_6L_e\dot{\gamma})))
\end{aligned} \tag{3.35}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{y}_r = & -\frac{1}{J_r} \left((K_{11}L_d z - K_{11}L_d z_{11} + K_{11}L_d L_1 \theta + K_{11}L_d L_d \gamma) \right. \\
& + (C_{11}L_d \dot{z} - C_{11}L_d \dot{z}_{11} + C_{11}L_d L_1 \dot{\theta} + C_{11}L_d L_d \dot{\gamma}) \\
& + ((K_{21}L_d z - K_{21}L_d z_{21} + K_{21}L_d L_2 \theta + K_{21}L_d L_d \gamma) \\
& + (C_{21}L_d \dot{z} - C_{21}L_d \dot{z}_{21} + C_{21}L_d L_2 \dot{\theta} + C_{21}L_d L_d \dot{\gamma})) \\
& + ((K_{31}L_d z - K_{31}L_d z_{31} + K_{31}L_d L_3 \theta + K_{31}L_d L_d \gamma) \\
& + (C_{31}L_d \dot{z} - C_{31}L_d \dot{z}_{31} + C_{31}L_d L_3 \dot{\theta} + C_{31}L_d L_d \dot{\gamma})) \\
& + ((K_{41}L_d z - K_{41}L_d z_{41} - K_{41}L_d L_4 \theta + K_{41}L_d L_d \gamma) \\
& + (C_{41}L_d \dot{z} - C_{41}L_d \dot{z}_{41} - C_{41}L_d L_4 \dot{\theta} + C_{41}L_d L_d \dot{\gamma})) \\
& + ((K_{51}L_d z - K_{51}L_d z_{51} - K_{51}L_d L_5 \theta + K_{51}L_d L_d \gamma) \\
& + (C_{51}L_d \dot{z} - C_{51}L_d \dot{z}_{51} - C_{51}L_d L_5 \dot{\theta} + C_{51}L_d L_d \dot{\gamma})) \\
& + ((K_{61}L_d z - K_{61}L_d z_{61} - K_{61}L_d L_6 \theta + K_{61}L_d L_d \gamma) \\
& + (C_{61}L_d \dot{z} - C_{61}L_d \dot{z}_{61} - C_{61}L_d L_6 \dot{\theta} + C_{61}L_d L_d \dot{\gamma})) \\
& - ((K_{12}L_e z - K_{12}L_e z_{12} + K_{12}L_e L_1 \theta - K_{12}L_e L_e \gamma) \\
& + (C_{12}L_e \dot{z} - C_{12}L_e \dot{z}_{12} + C_{12}L_e L_1 \dot{\theta} - C_{12}L_e L_e \dot{\gamma})) \\
& - ((K_{22}L_e z - K_{22}L_e z_{22} + K_{22}L_e L_2 \theta - K_{22}L_e L_e \gamma) \\
& + (C_{22}L_e \dot{z} - C_{22}L_e \dot{z}_{22} + C_{22}L_e L_2 \dot{\theta} - C_{22}L_e L_e \dot{\gamma})) \\
& - ((K_{32}L_e z - K_{32}L_e z_{32} + K_{32}L_e L_3 \theta - K_{32}L_e L_e \gamma) \\
& + (C_{32}L_e \dot{z} - C_{32}L_e \dot{z}_{32} + C_{32}L_e L_3 \dot{\theta} - C_{32}L_e L_e \dot{\gamma})) \\
& - ((K_{42}L_e z - K_{42}L_e z_{42} - K_{42}L_e L_4 \theta - K_{42}L_e L_e \gamma) \\
& + (C_{42}L_e \dot{z} - C_{42}L_e \dot{z}_{42} - C_{42}L_e L_4 \dot{\theta} - C_{42}L_e L_e \dot{\gamma})) \\
& - ((K_{52}L_e z - K_{52}L_e z_{52} - K_{52}L_e L_5 \theta - K_{52}L_e L_e \gamma) \\
& + (C_{52}L_e \dot{z} - C_{52}L_e \dot{z}_{52} - C_{52}L_e L_5 \dot{\theta} - C_{52}L_e L_e \dot{\gamma})) \\
& - ((K_{62}L_e z - K_{62}L_e z_{62} - K_{62}L_e L_6 \theta - K_{62}L_e L_e \gamma) \\
& + (C_{62}L_e \dot{z} - C_{62}L_e \dot{z}_{62} - C_{62}L_e L_6 \dot{\theta} - C_{62}L_e L_e \dot{\gamma})) \Big)
\end{aligned} \tag{3.36}$$

Por fim são então apresentadas as equações de cada uma das massas não suspensas:

$$\begin{aligned}
z_{11}^{\ddot{}} = \frac{1}{m_{11}} & \left(K_{11}(z - z_{11} + L_{11}\theta + L_d\gamma) + C_{11}(\dot{z} - \dot{z}_{11} + L_{11}\dot{\theta} + L_d\dot{\gamma}) \right. \\
& - \left(K_{R11}(z_{11} - z_{11}(t + \Delta t)) \right) - k_{est11}(z_{21} - z_{11}) \\
& \left. + k_{est01}(z_{11} - z_{01}) \right) + g\cos(\alpha) - T
\end{aligned} \tag{3.37}$$

$$\begin{aligned}
z_{21}^{\ddot{}} = \frac{1}{m_{21}} & \left(K_{21}(z - z_{21} + L_{21}\theta + L_d\gamma) + C_{21}(\dot{z} - \dot{z}_{21} + L_{21}\dot{\theta} + L_d\dot{\gamma}) \right. \\
& - K_{R21}(z_{21} - z_{21}(t + \Delta t)) + k_{est21}(z_{31} - z_{21}) \\
& \left. - k_{est11}(z_{21} - z_{11}) \right) + g\cos(\alpha) - T
\end{aligned} \tag{3.38}$$

$$\begin{aligned}
z_{32}^{\ddot{}} = \frac{1}{m_{32}} & \left(K_{32}(z - z_{32} + L_{32}\theta - L_e\gamma) + C_{32}(\dot{z} - \dot{z}_{32} + L_{32}\dot{\theta} - L_e\dot{\gamma}) \right. \\
& - K_{R32}(z_{32} - z_{32}(t + \Delta t)) + k_{est32}(z_{42} - z_{32}) \\
& \left. - k_{est22}(z_{32} - z_{22}) \right) + g\cos(\alpha) - T
\end{aligned} \tag{3.39}$$

$$\begin{aligned}
z_{41}^{\ddot{}} = \frac{1}{m_{41}} & \left(K_{41}(z - z_{41} - L_{41}\theta + L_d\gamma) + C_{41}(\dot{z} - \dot{z}_{41} - L_{41}\dot{\theta} + L_d\dot{\gamma}) \right. \\
& - K_{R41}(z_{41} - z_{41}(t + \Delta t)) + k_{est41}(z_{51} - z_{41}) \\
& \left. - k_{est31}(z_{41} - z_{31}) \right) + g\cos(\alpha) - T
\end{aligned} \tag{3.40}$$

$$\begin{aligned}
z_{51}^{\ddot{}} = \frac{1}{m_{51}} & \left(K_{51}(z - z_{51} - L_{51}\theta + L_d\gamma) + C_{51}(\dot{z} - \dot{z}_{51} - L_{51}\dot{\theta} + L_d\dot{\gamma}) \right. \\
& - K_{R51}(z_{51} - z_{51}(t + \Delta t)) + k_{est51}(z_{61} - z_{51}) \\
& \left. - k_{est41}(z_{51} - z_{41}) \right) + g\cos(\alpha) - T
\end{aligned} \tag{3.41}$$

$$\begin{aligned}
z_{61}^{\ddot{}} = \frac{1}{m_{61}} & \left(K_{61}(z - z_{61} - L_{61}\theta + L_d\gamma) + C_{61}(\dot{z} - \dot{z}_{61} - L_{61}\dot{\theta} + L_d\dot{\gamma}) \right. \\
& - K_{R61}(z_{61} - z_{61}(t + \Delta t)) + k_{est51}(z_{61} - z_{51}) \\
& \left. - k_{est61}(z_{71} - z_{61}) \right) + g\cos(\alpha) - T
\end{aligned} \tag{3.42}$$

$$\begin{aligned}
z_{12}^{\ddot{}} = \frac{1}{m_{12}} & \left(K_{12}(z - z_{12} + L_{12}\theta - L_e\gamma) + C_{12}(\dot{z} - \dot{z}_{12} + L_{12}\dot{\theta} - L_e\dot{\gamma}) \right. \\
& - K_{R12}(z_{12} - z_{12}(t + \Delta t)) - k_{est12}(z_{22} - z_{12}) \\
& \left. + k_{est02}(z_{12} - z_{02}) \right) + g\cos(\alpha) - T
\end{aligned} \tag{3.43}$$

$$\begin{aligned}
z_{22}'' = \frac{1}{m_{22}} & \left(K_{22}(z - z_{22} + L_{22}\theta - L_e\gamma) + C_{22}(\dot{z} - \dot{z}_{22} + L_{22}\dot{\theta} - L_e\dot{\gamma}) \right. \\
& - K_{R22}(z_{22} - z_{22}(t + \Delta t)) + k_{est22}(z_{32} - z_{22}) \\
& \left. - k_{est12}(z_{22} - z_{12}) \right) + g\cos(\alpha) - T
\end{aligned} \tag{3.44}$$

$$\begin{aligned}
z_{32}'' = \frac{1}{m_{32}} & \left(K_{32}(z - z_{32} + L_{32}\theta - L_e\gamma) + C_{32}(\dot{z} - \dot{z}_{32} + L_{32}\dot{\theta} - L_e\dot{\gamma}) \right. \\
& - K_{R32}(z_{32} - z_{32}(t + \Delta t)) + k_{est32}(z_{42} - z_{32}) \\
& \left. - k_{est22}(z_{32} - z_{22}) \right) + g\cos(\alpha) - T
\end{aligned} \tag{3.45}$$

$$\begin{aligned}
z_{42}'' = \frac{1}{m_{42}} & \left(K_{42}(z - z_{42} - L_{42}\theta - L_e\gamma) + C_{42}(\dot{z} - \dot{z}_{42} - L_{42}\dot{\theta} - L_e\dot{\gamma}) \right. \\
& - K_{R42}(z_{42} - z_{42}(t + \Delta t)) + k_{est42}(z_{52} - z_{42}) \\
& \left. - k_{est32}(z_{42} - z_{32}) \right) + g\cos(\alpha) - T
\end{aligned} \tag{3.46}$$

$$\begin{aligned}
z_{52}'' = \frac{1}{m_{52}} & \left(K_{52}(z - z_{52} - L_{52}\theta - L_e\gamma) + C_{52}(\dot{z} - \dot{z}_{52} - L_{52}\dot{\theta} - L_e\dot{\gamma}) \right. \\
& - K_{R52}(z_{52} - z_{52}(t + \Delta t)) + k_{est52}(z_{62} - z_{52}) \\
& \left. - k_{est42}(z_{52} - z_{42}) \right) + g\cos(\alpha) - T
\end{aligned} \tag{3.47}$$

$$\begin{aligned}
z_{62}'' = \frac{1}{m_{62}} & \left(K_{62}(z - z_{62} - L_{62}\theta - L_e\gamma) + C_{62}(\dot{z} - \dot{z}_{62} - L_{62}\dot{\theta} - L_e\dot{\gamma}) \right. \\
& - K_{R62}(z_{62} - z_{62}(t + \Delta t)) + k_{est52}(z_{62} - z_{52}) \\
& \left. - k_{est62}(z_{72} - z_{62}) \right) + g\cos(\alpha) - T
\end{aligned} \tag{3.48}$$

3.4 Resposta dinâmica do veículo

Pode-se definir a resposta dinâmica de um veículo como sendo a relação entre as entradas e saídas de um sistema dinâmico veicular qualquer. Adota-se que as entradas são as excitações oriundas de fontes externas. [Boaretto, 2012]

Já as saídas são as respostas do veículo a estes estímulos, podendo ser vibrações da carroceria, resposta de acelerações e deslocamentos das massas, rotação do casco entre outras.

Um sistema dinâmico básico é composto por massa m , rigidez k e amortecimento c , submetidos a uma carga externa, seja ela uma função conhecida $F(t)$ ou qualquer outro tipo de excitação.

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^6 k_i & \sum_{i=1}^6 k_i l_i & -k_1 & -k_2 & -k_3 & -k_4 & -k_5 & -k_6 \\ \sum_{i=1}^6 k_i l_i & \sum_{i=1}^6 k_i (l_i)^2 & -k_1 l_1 & -k_2 l_2 & -k_3 l_3 & +k_4 l_4 & +k_5 l_5 & +k_6 l_6 \\ -k_1 & -k_1 l_1 & K_{t1} & -k_{est1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_2 & -k_2 l_2 & -k_{est1} & K_{t2} & -k_{est2} & 0 & 0 & 0 \\ -k_3 & -k_3 l_3 & 0 & -k_{est2} & K_{t3} & -k_{est3} & 0 & 0 \\ -k_4 & +k_4 l_4 & 0 & 0 & -k_{est3} & K_{t4} & -k_{est4} & 0 \\ -k_5 & +k_5 l_5 & 0 & 0 & 0 & -k_{est4} & K_{t5} & -k_{est5} \\ -k_6 & +k_6 l_6 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{est5} & K_{t6} \end{bmatrix} \quad (3.53)$$

Em termos de álgebra linear matricial, a Equação 3.51 é tipicamente um problema de autovalores e autovetores. Nesse sentido, trata-se do cálculo de frequências (autovalores) e modos de vibração (autovetores associados) de um sistema físico não amortecido. A Equação 3.54 apresenta a forma usualmente aplicada para resolver o problema, onde Φ é a matriz modal que contém todos os modos de vibração do modelo e Ω é a matriz diagonal que contém todas as frequências naturais (autovalores), do sistema.

$$\mathbf{K}\Phi = \mathbf{M}\Phi\Omega \quad (3.54)$$

Para o modelo 3D tem-se a adição de termos, sendo necessário uma matriz de 15 colunas e 15 linhas, porém a sua montagem segue as mesmas características apresentadas no modelo 2D, não sendo aqui reproduzida.

Quanto a importância do cálculo das frequências naturais, que representa o quanto à estrutura vibra quando não há força aplicada sobre ela, sua determinação permite identificar as frequências de vibração de maior risco à integridade estrutural do sistema. Esse risco se dá, pois, ao excitar o sistema com frequências próximas as das frequências naturais ocorre um fenômeno chamado de ressonância, onde as amplitudes de deslocamento tendem a valores inaceitáveis para os sistemas do veículo.

Devido as respostas do modelo 2D e do modelo 3D serem muito próximas, serão apresentadas somente as do modelo tridimensional, que agrega além da frequência natural do grau de liberdade do movimento vertical e arfagem, as frequências naturais das massas não suspensas, também a frequência natural para o movimento de rolagem. Para o veículo avaliado, Tabela 3.1, as respostas de frequências naturais, obtidas através de software comercial, Mathworks, 2010, são apresentadas na Tabela 3.2.

Tabela 3.1 – Parâmetros mecânicos e geométricos do veículo M60

m	Massa do veículo (kg)	44000
J_p	Momento de Inércia em relação ao eixo transversal (kg*m ²)	113400
J_r	Momento de Inércia em relação ao eixo longitudinal (kg*m ²)	40700
m_{11} à m_{62}	Massa de cada roda (kg)	644
L_1	Distância longitudinal entre roda 1 e centro de massa (m)	1,93
L_2	Distância longitudinal entre roda 2 e centro de massa (m)	1,12
L_3	Distância longitudinal entre roda 3 e centro de massa (m)	0,30
L_4	Distância longitudinal entre roda 4 e centro de massa (m)	0,61
L_5	Distância longitudinal entre roda 5 e centro de massa (m)	1,42
L_6	Distância longitudinal entre roda 6 e centro de massa (m)	2,24
L_e	Distância entre roda lado esquerdo e centro de massa (m)	1,40
L_d	Distância entre roda lado direito e centro de massa (m)	1,40
K_{11} e K_{21}	Rigidez mola 1 (N/m)	320000
K_{12} à K_{62}	Rigidez mola 2 à mola 6 (N/m)	290000
K_{est1} à K_{est5}	Rigidez molas lineares esteira (N/m)	65600
K_{est0} e K_{est6}	Rigidez molas lineares esteira (N/m)	107000

Tabela 3.2 – Frequências naturais para cada um dos graus de liberdade do veículo de esteira tridimensional.

Grau de liberdade	Frequência natural (Hz)
Deslocamento vertical da massa suspensa	6,73
Deslocamento rotacional de arfagem da massa suspensa	7,54
Deslocamento rotacional de rolagem da massa suspensa	11,35
Deslocamento vertical roda 1 lado direito	42,95
Deslocamento vertical roda 1 lado esquerdo	43,05
Deslocamento vertical roda 2 lado direito	43,41
Deslocamento vertical roda 2 lado esquerdo	43,41
Deslocamento vertical roda 3 lado direito	44,32
Deslocamento vertical roda 3 lado esquerdo	44,32
Deslocamento vertical roda 4 lado direito	45,45
Deslocamento vertical roda 4 lado esquerdo	45,45
Deslocamento vertical roda 5 lado direito	46,41
Deslocamento vertical roda 5 lado esquerdo	46,41
Deslocamento vertical roda 6 lado direito	46,99
Deslocamento vertical roda 6 lado esquerdo	46,99

3.5 Perfis de pistas no domínio do tempo

Um dos desafios do engenheiro em avaliar o comportamento de um veículo é estimar as condições as quais o veículo irá trafegar. Para solução deste problema várias literaturas tratam de formas de modelagem distintas, porém todas têm algum consenso sobre algumas características fundamentais apresentadas pelos sinais que representam o perfil de pista.

Apesar desse consenso sobre alguns pontos, a necessidade de uma metodologia que propiciasse a avaliação comparativa de estudos de autores diferentes, fez com que em 1995 fosse desenvolvida a norma ISO 8608, que compila de forma simples e quantitativa dados de perfis verticais de rodovias obtidos por fontes diversas.

Esses perfis de pista podem ser especificados segundo valor RMS para o domínio do tempo ou através da densidade espectral (PSD) no domínio da frequência. Uma das vantagens da utilização de uma PSD é o menor espaço de memória ocupado para o armazenamento se comparado a função gerada no domínio do tempo. Um ponto de extrema importância, porém, é que através de uma PSD é possível realizar uma comparação direta entre terrenos de diferentes níveis de rugosidade.

A ISO 8608 propõe um método padronizado para avaliações aplicadas na dinâmica veicular como avaliação de conforto entre outros tipos de possíveis. O sistema de classificação apresentado pela norma divide as classes de pistas em ordem alfabética crescente, de acordo com o aumento da rugosidade de A, para terrenos mais suaves, à H, sendo esse para terrenos mais rugosos, conforme é demonstrado na Figura 3.9.

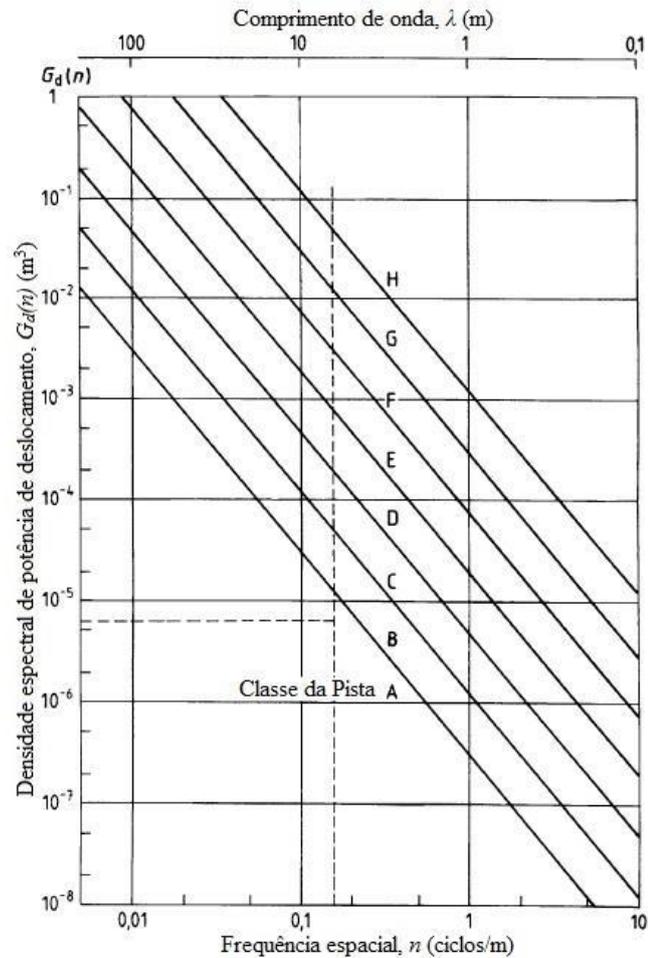


Figura 3.9 – Sistema de classificação de pistas de diferentes rugosidades em função da densidade espectral de potência de deslocamento

Fonte: Adaptado de ISO 8606, 1995

A expressão 3.55 apresenta como pode ser obtido a PSD a partir dos valores fornecidos pela norma.

$$G_d(n) = G_d(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-w} \quad (3.55)$$

Onde $G_d(n_0)$ é apresentado na Tabela 3.3, de acordo com a classe de rugosidade da pista desejada, w pode ser aproximado a 2, devido à pequena variação que ocorre na troca de valores dentro da faixa prática de uso e n_0 é a frequência espacial de referência, de valor igual a 0,1 ciclos/m.

Tabela 3.3 - Intervalos e médias geométricas da PSD de referência em termos de deslocamentos verticais e médias geométricas da PSD de referência em termos de velocidades verticais, para diferentes classes de pistas, em unidades de frequência espacial

Classificação da Rugosidade da Pista			
Classe da pista	$G_d(n_0)^{(1)} \quad (10^{-6})m^3$		
	Limite inferior	Média Geométrica	Limite Superior
A	-	16	32
B	32	64	128
C	128	256	512
D	512	1024	2048
E	2048	4096	8192
F	8192	16384	32768
G	32768	65536	131072
H	131072	262144	-

(1) $n_0 = 0,1$ ciclos/m

Fonte: adaptada de ISO 8608, 1995.

Para aplicações práticas, de acordo com a classificação de rugosidade das estradas apresentada na ISO, é possível gerar um perfil de pista a partir de uma representação estocástica, em termos da função PSD, de deslocamentos verticais obtidos através da Transformada de Fourier da função de correlação que descreve o perfil rodoviário, sendo a função PSD em uma frequência espacial definida n , dentro de uma banda de frequência Δn , podendo ser expressa conforme a Equação 3.56.

$$G_d(n) = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\psi_x^2}{\Delta n} \quad (3.56)$$

Onde ψ_x^2 é o valor quadrático médio do componente do sinal para a frequência espacial definida, n .

Uma vez que o PSD de deslocamento vertical é definido em termos de frequência espacial n , o sinal de perfil de estrada torna-se uma sequência de pontos de elevação uniformemente espaçados. Segundo Agostinacchio, 2014, supondo que o comprimento da estrada seja L , dentro do domínio da frequência espacial, a frequência é uniformemente espaçada com um intervalo $\Delta n = 1/L$. Assumindo que o intervalo de amostragem seja B , então a amostragem teórica máxima da frequência espacial é $n_{max} = 1/B$ e o máximo efetivo é metade da

n_{max} . O valor da frequência espacial genérica n_i pode ser representado como $i \cdot \Delta n$, enquanto i varia de 0 a $N = n_{max} / \Delta n$. Reescrevendo a Equação 3.56 na forma discreta, obtêm-se a Equação 3.57.

$$G_d(n_i) = \frac{\psi_x^2(i \cdot \Delta n, \Delta n)}{\Delta n} \quad (3.57)$$

O perfil aleatório da superfície percorrida pelo veículo é uma função de deslocamento em função do tempo, e pode ser aproximada por uma função harmônica de acordo com a Equação 3.58.

$$h(x) = A_i \cos(2\pi \cdot n_i \cdot x + \varphi) = A_i \cos(2\pi \cdot i \cdot \Delta n \cdot x + \varphi) \quad (3.58)$$

Sendo A_i a amplitude, n_i é a frequência espacial e φ é o ângulo de fase aleatório entre 0 e 2π . Desenvolvendo o termo ψ_x^2 na Equação 3.59 e combinando com a Equação 3.56, obtêm-se a Equação 3.60.

$$\psi_x^2 = \frac{A_i^2}{2} \quad (3.59)$$

$$G_d(n_i) = \frac{A_i^2}{2 \cdot \Delta n} \quad (3.60)$$

Substituindo termos e reescrevendo é possível obter a Equação 3.61, que é utilizada para gerar um perfil de superfície segundo o que prevê a ISO 8608.

$$h(x) = \sum_{i=0}^N \sqrt{\Delta n} \cdot 2k \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{n_0}{i \cdot \Delta n}\right) \cdot \cos(2\pi \cdot i \cdot \Delta n \cdot x + \varphi_i) \quad (3.61)$$

Outros métodos são apresentados por outros autores, porém para a geração dos perfis de pista utilizados nesse trabalho usou-se como base um estudo realizado por Heck, 2016, que compilou dados de diversos terrenos utilizados por vários autores desde 1973, comparando com a norma ISO 8608 os dados obtidos e disponibilizando através de tabelas com os coeficientes utilizados para a construção de cada PSD.

O perfil de terreno é então gerado através do software *McProfile*, desenvolvido por Pioli e Marczak, 2014, que primeiro obtém uma PSD ideal a partir dos coeficientes de rugosidade e das constantes de ajuste C e w . Um outro módulo segundo Heck, 2016, “utiliza um método

fractal (Weierstrass–Mandelbrot) para recuperar o sinal do pavimento rodoviário no domínio espacial. Essa metodologia permite que um analista: (a) empregue um pavimento/terreno conhecido; (b) gere a PSD de um pavimento medido espacialmente; (c) misture dois ou mais pavimentos para criar novos tipos de interesse para uma simulação específica”.

Por fim os dois métodos são interligados reproduzindo novamente a PSD com base nos dados no domínio espacial. A PSD então é ajustada para reta ideal por regressão linear através da Equação 3.62.

$$S(\omega) = C\omega^w \quad (3.62)$$

Onde C é a constante de rugosidade, w é a constante de inclinação e ω é a frequência espacial. Segundo Heck, 2016, “para que possa ser empregado a função de Weierstrass-Mandelbrot do sinal espectral a função deve possuir intensidade decrescente com o aumento da frequência”, o que é satisfeito nas condições propostas.

3.6 Modelo esteira - solo

O estudo da mecânica dos solos, e da interação do veículo com ele, é importante porque as condições as quais se encontram o solo afetam diretamente o desempenho que esse veículo terá. As propriedades mecânicas dos solos variam muito, indo da argila que apresenta um comportamento plástico até os solos mais duros e areia.

Para explicar melhor a rigidez do solo sob a tensão causada pelas lagartas a teoria de Rankine da pressão passiva da terra pode ser utilizada. O termo pressão passiva da terra indica a resistência do solo a forças que tendem a deslocá-lo.

A teoria de Rankine da pressão passiva da terra diz que um solo que falha por compressão lateral vai, na região da falha, formar uma superfície inclinada com ângulo com a horizontal de:

$$45^\circ - \phi/2 \quad (3.63)$$

Onde ϕ é o ângulo, em graus, da resistência do solo ao cisalhamento. A pressão sobre o solo foi um dos parâmetros mais comuns utilizados inicialmente para avaliar o desempenho de um veículo. Acreditava-se que uma pressão mais baixa levasse a maiores capacidades de

tração. Mas a prática mostrou que alguns veículos que exerciam pressões mais elevadas podiam desenvolver mais tração do que outros com menores pressões. [Bekker, 1956].

Quando uma carga aplicada por um veículo sobre a superfície de um terreno atinge certo nível, a massa de terreno em um volume específico se aproximará do estado de falha. Um aumento infinitesimal na carga além desse nível produz um aumento rápido do escoamento plástico. O estado precedente do escoamento plástico é chamado de equilíbrio plástico. A transição do estado de equilíbrio plástico para o de escoamento plástico representa a falha do terreno. A condição de falha por escoamento plástico é determinada pela equação da falha por cisalhamento de Mohr-Coulomb.

$$\tau_{max} = c + p * \tan \phi \quad (3.64)$$

Onde c é a coesão aparente, em N/m^2 , p é a pressão normal e τ_{max} é a máxima tensão de cisalhamento que o solo pode suportar, ambos também em N/m^2 .

O afundamento de veículos com lagartas devido à deformação elástica ou plástica do solo é uma fonte de perda de tração. Embora a elasticidade do solo não cause perda de potência, qualquer solo real tem na verdade uma combinação de características plásticas e elásticas.

Assumindo que a lagarta pode ser representada por uma placa retangular rígida. A relação entre pressão da lagarta e o afundamento em um solo homogêneo é caracterizada através da equação de Bekker, obtida através de teorias existentes e relações empíricas. [Madsem, 2010]

$$p = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) z^n \quad (3.65)$$

Onde, em unidades do SI, p é a pressão de contato da lagarta, b é a menor dimensão do contato, z é a profundidade do afundamento e n , k_c e k_ϕ são parâmetros.

Cisalhando o solo, as esteiras produzem força que propele o veículo como mostrado na Figura 3.10. Esta força é usualmente chamada de esforço de tração. Embora a força de tração desenvolvida por uma esteira pode depender de diversos fatores, o máximo esforço F_{max} de tração é inteiramente determinado pela máxima resistência ao cisalhamento do terreno e pela área de contato da esteira com mesmo.

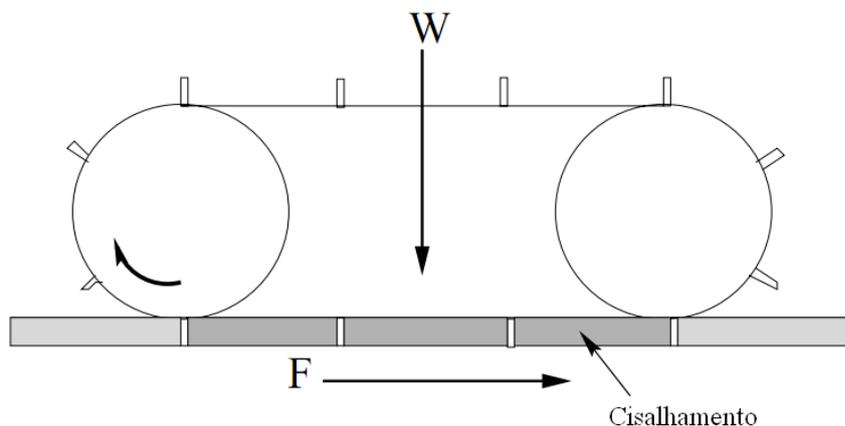


Figura 3.10 – Ação do cisalhamento da esteira.

Fonte: Adaptado de Le, 1999.

Sendo em unidades do SI, A é a área de contato da esteira, W a carga normal, assumida como uniformemente distribuída, p a pressão exercida pelo veículo sobre o solo, c e ϕ a coesão aparente e o ângulo de resistência interna ao cisalhamento:

$$F_{max} = A * c + W * \tan \phi \quad (3.66)$$

Como c e ϕ são características que variam para diferentes tipos de solo, o máximo esforço de tração vai variar conforme o veículo se move em terrenos de diferentes resistências. A tração, e assim, a habilidade do veículo com esteiras manobrar, aumenta com o aumento da resistência do solo. Isto pode ser visto na prática quando um veículo desse tipo acaba preso em um terreno porque as esteiras não conseguem produzir esforço de tração suficiente.

Em solos granulares, como areia seca, $c=0$ e nesse caso o máximo esforço de tração depende basicamente do peso do veículo e do ângulo ϕ , que é de aproximadamente 35° , ou seja o máximo esforço trativo que o veículo pode desenvolver é de 0,7 vezes o seu peso. Já nos caso de solos aderentes como argila, $\phi = 0$, dependendo o máximo esforço de tração, da área da esteira em contato com o solo, independente do peso do veículo.

Para atender os casos onde existe, juntamente com o esforço trativo, escorregamento, a Equação 3.66 é modificada levando em conta a relação entre as curvas de tensão e deformação. Isso levou a equações empíricas para o esforço de cisalhamento em função do deslizamento, que poderia ser integrado ao longo da área de contato para produzir expressões para o esforço de tração, em qualquer situação de deslizamento, sendo o mais comum apresentado na Equação 3.67.

$$\tau_{max} = (c + p * \tan \phi)(1 - e^{-\frac{sx_s}{K}}) \quad (3.67)$$

Onde x_s é a distância da borda dianteira da área de contato entre a esteira e o solo, s é uma constante de deslizamento e K uma constante dependente do tipo de solo.

O esforço de tração desenvolvido pela esteira pode ser calculado inicialmente através da força de resistência ao movimento devido a compactação do solo, F_R .

$$F_R = b \int_0^{z_0} p dz \quad (3.68)$$

Sendo z_0 profundidade do sulco e b é agora a largura da esteira. Determinando força de resistência ao movimento devido a compactação do solo, F_R , e assumindo que não ocorram outras forças de resistência ao movimento, a força de tração é obtida através da Equação 3.69.

$$F_T = F_{max} - F_R \quad (3.69)$$

No entanto, a compactação do solo não é apenas causa da resistência ao movimento, sendo a Equação 3.69 uma aproximação grosseira, que superestima os esforços trativos da esteira. A solução para a equação do esforço de tração depende da forma da distribuição de pressões sob as esteiras. Na Figura 3.11 são apresentados resultados de distribuição das pressões abaixo da esteira, para diversos veículos. É visível que o sistema de rodas intercaladas melhora a distribuição de pressões.

As formas complicadas dessas distribuições fazem com que a equação do esforço de tração seja difícil de ser resolvida analiticamente, assim, simplificações devem ser feitas. Dependendo das hipóteses assumidas com relação à elasticidade ou rigidez das lagartas e a posição do centro de massa do veículo, várias formas de distribuições de pressões normais podem ser adotadas.

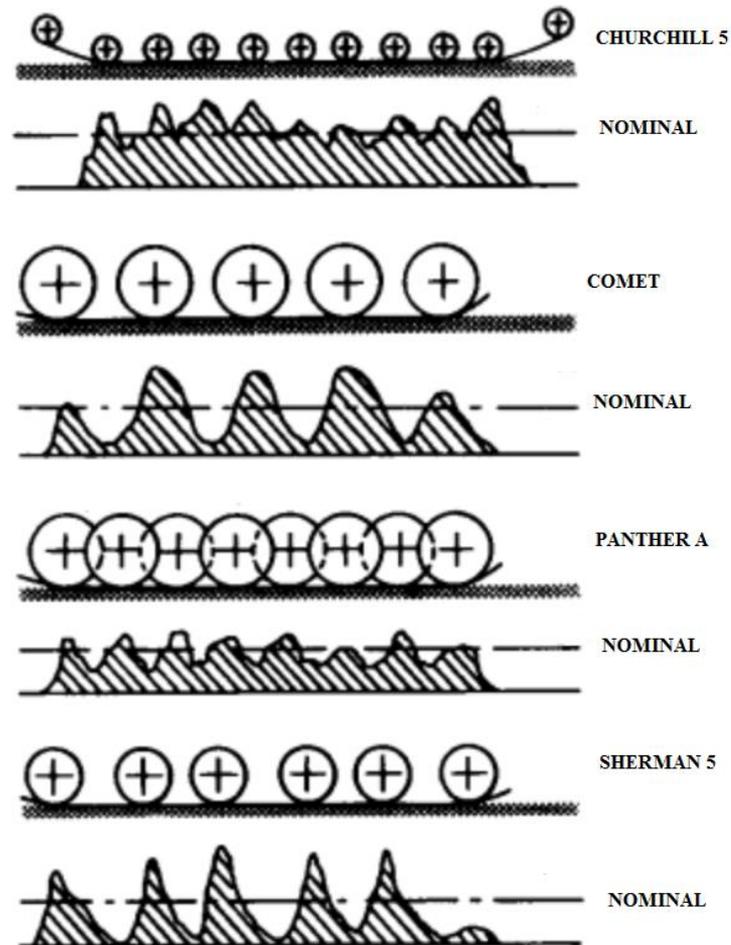


Figura 3.11 – Distribuição de pressões normais medidas a 23 cm de profundidade do solo para diferentes configurações de rodas de apoio em tanques.
 Fonte: Adaptado de Le, 1999.

4 OTIMIZAÇÃO

O processo de otimização, em si, consiste em encontrar a melhor solução, dadas algumas informações conhecidas. Logo, otimização pode ser entendida como maximizar ou minimizar um certo objetivo. Uma vez que os objetivos desejados possam ser expressos como funções das variáveis de decisão, a otimização se traduz matematicamente em encontrar a melhor configuração das variáveis de decisão, tal que, maximize ou minimize a função objetivo em uma determinada região do domínio.

De forma global, a otimização é o processo de pesquisa da melhor opção em termos do aproveitamento dos recursos dentro de uma categoria de possíveis soluções, a partir das variáveis do projeto, que são parâmetros que influenciam a função objetivo. Essa função objetivo é quem define de forma matemática a característica do sistema que se deseja melhorar.

De forma geral a formulação de um problema de otimização depende inicialmente da definição dessas variáveis de projeto, das funções objetivos e das restrições, que por meio de equações restringem regiões do espaço de projeto (conjunto de todas as possíveis configurações de um sistema) para a função objetivo e ainda delimitam uma faixa de variação (valor mínimo e máximo) para cada variável de projeto.

4.1 Formulação do problema de otimização

Para formular o problema de otimização são necessários alguns conceitos básicos, que serão brevemente apresentados a seguir.

4.1.1 Variáveis de projeto

As variáveis de projeto são os parâmetros do problema que podem ser alterados para otimizar o sistema. Elas podem ser classificadas em variáveis contínuas e discretas [Silva, 2009].

As variáveis contínuas podem assumir qualquer valor, variando continuamente em relação ao intervalo predefinido. Já as variáveis discretas estão limitadas a valores isolados, predefinidos. Como exemplos de variáveis discretas podem ser citadas seções padrão de aço

laminado, certas posições permitidas de nós em uma estrutura, espessuras específicas de chapas, tipos disponíveis de material para um projeto de construção.

Essas variáveis podem ser denotadas por um vetor $x = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T$, onde n é o número total de variáveis de projeto de um dado problema. Segundo Pinto, 2014, o conjunto de variáveis que fornecem o melhor valor do projeto avaliado é chamado de ponto ótimo e pode ser representado por um vetor $x^* = [x_1^*, x_2^*, \dots, x_n^*]^T$, que resulta no valor mínimo (ou máximo) da função objetivo, e ao mesmo tempo, atende às funções restrições do problema, quando estas existirem.

4.1.2 Função objetivo

A função objetivo (ou função custo) deve quantificar o que se busca otimizar e será função das variáveis de projeto escolhidas. Ela é a representação matemática do critério de eficiência adotado no problema de otimização, podendo ser classificada em simples ou multiobjetivo (ou multicritério). A função é dita simples quando tem apenas um objetivo e é denominada multiobjetivo quando se busca otimizar vários objetivos de uma só vez.

O sucesso da otimização vai depender das variáveis de projeto e também da formulação da função objetivo. Assim, é importante se gastar um tempo para encontrar uma expressão matemática adequada que quantifique corretamente a eficiência do projeto.

Em problemas de otimização com multiobjetivos a principal dificuldade é a definição da função multiobjetivo que será discutido adiante. A função multiobjetivo deve consistir numa expressão matemática que combina todos os objetivos do problema.

4.1.3 Restrições

Essencialmente, as restrições são equações de igualdade ou de desigualdade que determinam os limites de viabilidade do projeto, expressando uma condição desejável do comportamento do sistema. Geralmente, as restrições estão relacionadas com a geometria, os esforços admissíveis, os recursos disponíveis, os custos envolvidos, dentre outros.

As restrições de igualdade são usadas para definir relacionamentos entre dois ou mais projetos variáveis usando o operador "igualdade". Por exemplo, pode-se definir a simetria de requisitos de uma estrutura, aplicando restrições para locais de ligação.

As restrições de desigualdade são usadas para expressar relacionamento entre duas ou mais variáveis de projeto usando um 'maior que', 'menor que', 'maior ou igual a' ou operadores "inferiores ou iguais". Por exemplo, pode-se implementar os requisitos para enfatizar que os elementos sejam menores ou iguais a um determinado valor, limitando deslocamentos ou acelerações máximas e assim por diante.

As restrições são determinadas através de especificações de funções que dependem das variáveis de projeto, impondo a limitação das mesmas a um semi-espço, através de funções de desigualdade (geralmente concebidas na forma $g(x) \leq 0$, ou em uma superfície, através de funções de igualdade (geralmente concebidas na forma $h(x) = 0$) [Pinto, 2014]. As restrições podem ser funções de uma, de algumas, ou de todas as variáveis de projeto.

Em geral, os softwares de otimização fazem internamente uma normalização automática das restrições, no entanto, isso deve ser verificado antes de utilizá-lo. Deve-se também evitar, na medida do possível, um grande número de restrições no problema, pois isso encarece consideravelmente o custo computacional da otimização.

É importante frisar que o número de funções restrição de igualdade deve ser menor ou igual ao número de variáveis. Caso isso não ocorra, tem-se um sistema de equações superdeterminado, onde há uma formulação inconsistente ou alguma restrição redundante (isto é, linearmente dependente de outra). No caso das restrições de desigualdade, não há limitação imposta ao número de restrições [Pinto, 2014].

4.2 Formulação matemática do problema de otimização

Os conceitos então apresentados para variáveis de projeto, função objetivo e de restrições, podem ser observados na formulação típica do problema de otimização da seguinte forma:

$$\begin{aligned}
 & \text{Minimizar } f(x) \\
 & \text{Sujeito à: } g_j(x) \leq 0 \qquad j = 1 \dots p \\
 & \qquad \qquad \qquad h_k(x) = 0 \qquad k = 1 \dots q \\
 & \qquad \qquad \qquad \{x_{min_i}\} \leq \{x_i\} \leq \{x_{max_i}\} \quad i = 1 \dots n
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

Onde f é a função objetivo dependente das variáveis de projeto contidas no vetor $\{x_i\}$ onde $\{x_{min_i}\}$ e $\{x_{max_i}\}$ são os limites inferior e superior da variável de projeto. Delimitando regiões dentro do espaço de projeto estão as j restrições de desigualdade $g_j(x)$, as k restrições de igualdade $h_k(x)$ e n é o número de variáveis de projeto.

A solução de problemas com rapidez e precisão depende de vários fatores que devem ser levados em consideração: o tamanho do problema, o número de variáveis e o número de restrições. Quanto mais variáveis, mais restrições e mais complexo a relação entre elas, mais tempo de processamento é necessário e menor tende a ser a precisão. Outro fator fundamental é se a relação entre as variáveis é linear ou não. Problemas não lineares são mais complexos de serem resolvidos.

4.3 Otimização multiobjetivo

Em muitos casos práticos de engenharia se deseja minimizar não só uma função, mas um conjunto de funções que otimizem o problema proposto de forma generalizada. Para tal classe de problemas deve-se buscar um conjunto de soluções eficientes. Apesar da tentativa de otimizar duas ou mais funções aparentar ser uma boa estratégia, nada garante que elas apresentem o mesmo ponto ótimo x^* . No geral, essas funções têm características contraditórias, onde o mínimo/máximo de uma não é mínimo/máximo da outra, como mostrado na Figura 4.1, ou seja, não existe uma solução única que otimize todos os objetivos ao mesmo tempo.

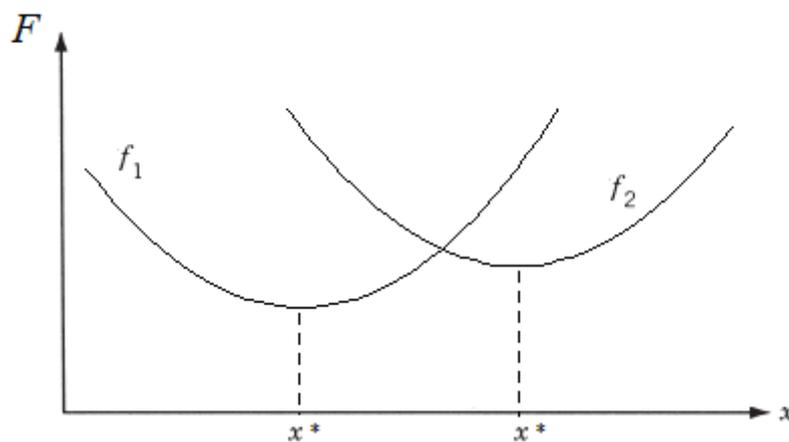


Figura 4.1 – Duas funções objetivas com pontos ótimos diferentes.

Fonte: Adaptado de Ata e Oyadiji, 2014.

Assim o critério de ponto ótimo se torna obsoleto e outro critério deve ser definido para indicar o conjunto de soluções ótimas.

O Problema de Otimização Multiobjetivo consiste na otimização de um vetor com m funções objetivo $f(x) = [f_1(x), f_2(x), \dots, f_m(x)]$, sujeito a um vetor com k variáveis de projeto $x = [x_1, x_2, \dots, x_k]$.

$$\begin{aligned}
 \text{Minimizar } f(x) &= [f_1(x), f_2(x), f_3(x) \dots f_n(x)] \\
 \text{Sujeito à: } g_j(x) &\leq 0 & j = 1 \dots p \\
 h_k(x) &= 0 & k = 1 \dots q \\
 \{x_{\min_i}\} &\leq \{x_i\} \leq \{x_{\max_i}\} & i = 1 \dots n
 \end{aligned} \tag{4.2}$$

4.4 Fronteira de Pareto

Não é incomum que as diversas funções objetivo do problema de otimização multiobjetivo sejam conflitantes, de modo que a solução do problema não convergirá para apenas um, mas sim para um conjunto de vetores de projeto. Nesse caso, o conjunto ótimo de vetores de projeto encontrado é chamado de superfície de Pareto, fronteira de Pareto ou fronteira não-dominada, que fornece um grupo de soluções ótimas para a escolha, pelo usuário do algoritmo, do conjunto de parâmetros que melhor resolve o problema real. Esse grupo de soluções contém vetores de projeto que minimizam cada uma das funções objetivo individualmente, bem como um conjunto de vetores de projeto que fornece soluções intermediárias para o problema, ponderando cada uma das funções objetivo de diversas formas. As soluções que não se encontram na fronteira de Pareto, ou seja, que não fazem parte do conjunto de melhores alternativas para a resolução do problema, são chamadas de soluções dominadas ou fronteira dominada.

A definição de ótimo para o problema de otimização multiobjetivo, reconhecido como Ótimo ou Curva de Pareto, foi proposta em 1881 por Vilfredo Pareto. De acordo com essa definição, problemas multiobjetivos têm um conjunto de soluções de “compromisso”, em que uma solução pode ser melhor com relação a um objetivo f_1 mas pior em relação ao objetivo f_2 e vice versa. A fronteira de Pareto usa o conceito de dominância para expressar a relação de otimalidade entre as funções objetivo. [Silva, 2016]

4.5 Algoritmos Genéticos.

Os algoritmos genéticos representam a exploração inteligente de uma pesquisa aleatória usada para resolver problemas de otimização. Na engenharia, os problemas são primeiro formulados como modelos matemáticos expressos em termos de funções para posteriormente ser possível encontrar uma solução, encontrar os parâmetros que otimizam o modelo ou os componentes de função que fornecem um sistema ótimo de desempenho. Ao resolver problemas, alguma solução será a melhor do que as outras. O espaço de todas as soluções viáveis é chamado de busca ou espaço de estados. Cada ponto no espaço de busca representa uma solução possível que pode ser apta para o problema. O algoritmo genético procura a melhor solução entre uma série de possíveis soluções representadas por um ponto no espaço de pesquisa. Procurar uma solução é então igual a procurar algum valor extremo (mínimo ou máximo) no espaço de busca.

O algoritmo genético começa com um conjunto de soluções (representadas pelo número de indivíduos) chamada população. Indivíduos são os conjuntos de parâmetros, que contêm uma parte da solução. As soluções de uma população são tomadas e usadas para formar uma nova população. Isto é motivado pela possibilidade de que a nova população seja melhor do que a antiga. As soluções são selecionadas de acordo com sua aptidão para formar novas soluções. Quanto mais adequadas são, mais mudanças eles têm para se reproduzir. Isto é repetido até alguma condição, número de populações ou melhoramento da melhor solução, for satisfeita.

A estrutura básica dos algoritmos genéticos pode ser mostrada como segue:

- Início: gerar população aleatória de N indivíduos, ou seja, soluções adequadas para o problema.
- Aptidão: avaliar a aptidão de cada indivíduo na população.
- Nova população: cria uma nova população repetindo as seguintes etapas até a nova população estar completa:
 - Seleção: Capta os indivíduos que possuem o melhor desempenho e exclui os indivíduos fracos. Essa operação faz com que as informações contidas nos melhores indivíduos se perpetuem nas futuras gerações.
 - Crossover: Com uma probabilidade de cruzamento, cruze os pais para formar uma nova prole. Se nenhum crossover fosse executado, a prole é a

cópia exata dos pais. Este operador deve ser aplicado com maior frequência devido à sua grande eficiência.

- Mutação: Modifica o cromossomo de forma aleatória. Essa opera o auxilia na diversifica o da popula o, evitando uma convergência prematura com ótimo local. A diversidade introduzida pela muta o garante a probabilidade de se chegar a qualquer ponto do espaço de busca, além de contornar o problema dos máximos locais alterando levemente o espaço de busca. Uma taxa de muta o indica a probabilidade de o indivíduo sofrer mudanças em suas características hereditárias.
- Aceitar: coloca a nova descendência na nova popula o.
- Substitua: use nova popula o gerada para uma nova execu o do algoritmo.
- Teste: se a condi o final for satisfeita, pare e devolva a melhor soluço na popula o atual.
- Loop: v  para o passo de sele o de aptidão.

O desempenho do algoritmo genético   amplamente influenciado pelos operadores genéticos de cruzamento e muta o. Estes dois os operadores são as partes mais importantes dos algoritmos genéticos. Eles são os responsáveis por manter a diversidade de indivíduos em uma popula o (propaga o de cromossomos com potenciais de gerar indivíduos aptos e possibilidade de aleatoriamente mudar as características genéticas fugindo de regiões de mínimos locais).

A qualidade de um algoritmo genético está relacionada com a maneira de se escolher a popula o inicial, com o critério de parada e com a defini o dos parâmetros de controle. Esses parâmetros de controle podem ser taxas de cruzamento e muta o, tamanho da popula o, tipo de cruzamento e tipo de sele o, sendo esses 2 últimos qualitativos [Teles, 2010].

Ainda segundo Teles, 2010, como critério de parada para os algoritmos genéticos utiliza-se, normalmente, o número máximo de gera es, o tempo limite de processamento ou o critério da estagna o, ou seja, quando não se observa melhoria da popula o depois de várias gera es consecutivas.

4.6 Programação quadrática sequencial

Existem outros métodos de solução de problemas de otimização além de algoritmos genéticos, podendo estes serem resolvidos através de métodos de programação não-linear baseados em gradientes. Um dos métodos mais promissores é o de Programação Quadrática Sequencial (Sequential Quadratic Programming- SQP) o qual, basicamente, consiste na aproximação sequencial do problema de Programação Não-Linear como um problema de Programação Quadrática.

Segundo Izmailov e Solodov, 2012, um problema de programação quadrática adequadamente construído pode ser uma boa aproximação do problema original, ao mesmo tempo sendo resolvido de forma fácil. Os métodos de otimização SQP estão entre os mais eficientes métodos de otimização de uso geral.

Para simplificar a notação não serão tratados os limites superior, $\{x_{max_i}\}$, e inferior, $\{x_{min_i}\}$. Dessa forma, reescrevendo a Equação 4.3 obtêm-se:

$$\begin{aligned}
 & \text{Minimizar } f(x) \\
 & \text{Sujeito à: } g_j(x) \leq 0 \qquad j = 1 \dots p \\
 & \qquad \qquad \qquad h_l(x) = 0 \qquad \qquad \qquad l = 1 \dots q
 \end{aligned} \tag{4.3}$$

A ideia básica é formular e resolver um subproblema de programação quadrática em cada iteração que é obtida, linearizando as restrições e aproximando a Função Lagrangeana:

$$L(x, u) = f(x) - \sum_{j=1}^m u_j g_j(x) \tag{4.4}$$

Segundo Teles e Gomes, 2010, a solução em cada passo é obtida pela solução de uma aproximação do problema não-linear onde o objetivo ($f(x)$) é substituído por uma aproximação quadrática e as restrições não-lineares ($h(x)$ e $g(x)$) são substituídas por aproximações lineares. O método SQP, a cada iteração, resolve o seguinte problema de programação quadrática:

$$\begin{aligned}
\min \quad & \nabla^T f(x^k)d + \frac{1}{2}d^T H(x^k, \lambda^k, \mu^k)d \\
\text{Sujeito à:} \quad & g_j(x^k) + \nabla^T g_j(x^k)d \quad j = 1 \dots p \\
& h_l(x^k) + \nabla^T h_l(x^k)d \quad l = 1 \dots q
\end{aligned} \tag{4.5}$$

A matriz $H(x^k, \lambda^k, \mu^k)$, é uma matriz aproximada definida positiva da matriz Hessiana da função de Lagrange. Dessa forma g_j e h_l são resolvidas utilizando o algoritmo QP, após a solução é utilizada para obter um novo ponto $x^{(k+1)}$:

$$x^{(k+1)} = x^{(k)} + a^{(k)}d^{(k)} \tag{4.6}$$

O tamanho do passo $a^{(k)}$ é determinado a partir de um procedimento de procura unidimensional de forma a garantir um decréscimo suficiente numa função mérito.

Segundo Antich, 2011, o processo de otimização SQP possui um bom desempenho desde que o problema que se deseja otimizar não possua muitas variáveis, pois um número elevado de variáveis envolve um consumo grande de memória aumentando muito o custo computacional. Outras condições importantes: o problema não deve ser complexo a ponto que as funções e gradientes não possam ser avaliados com exatidão.

5 METODOLOGIA PARA SIMULAÇÃO NUMÉRICA

A simulação numérica é desenvolvida nos dois modelos apresentados. Em um primeiro momento, o modelo de oito graus de liberdade é implementado para fins de comparação e validação da estrutura e funcionamento do algoritmo. Posteriormente, a simulação é realizada no modelo 3D, de quinze graus de liberdade. O método de integração é brevemente discutido para fins de compreensão.

O fluxograma de informações entre os diferentes arquivos das rotinas, (tanto para o modelo de oito graus de liberdade quanto para o de quinze), é exibido na Figura 5.1. Esse fluxograma global é importante para entender como cada uma das sub-rotinas é chamada pelo programa principal, onde inicialmente são inseridos os parâmetros da suspensão do veículo e condições iniciais, bem como o perfil de pista que o veículo irá transpor. Posteriormente são avaliadas as configurações que serão utilizadas para análises dinâmicas, como tempo de duração, solver e tamanho do passo para cada iteração.

Ao configurar esses dados já é possível obter respostas de força, aceleração, velocidade e deslocamento. Se pode também, posteriormente a essa configuração inicial, desenvolver a análise de otimização. Para isso se deve escolher os parâmetros a serem otimizados, os objetivos e as restrições adequadas para o problema, para posterior escolha do método de otimização e configuração das opções específicas deste.

Com todos os dados e configurações definidas, é possível desenvolver as análises de otimização obtendo como resposta os parâmetros que foram otimizados. Se estes satisfazem o modelo são apresentados na forma de planilhas com os valores RMS e gráficos temporais de acelerações e deslocamentos.

Estas otimizações são desenvolvidas em uma ferramenta presente em *software* comercial, Mathworks, 2015, sendo necessário além da escolha dos parâmetros a otimizar, a criação de funções de custo para situações, que de acordo com a teoria, representam os itens de maior importância na análise de mobilidade de veículos militares. Ao arbitrar os parâmetros a se otimizar e restringir os objetivos, é então selecionado o algoritmo. Nesse trabalho foram apresentados dois algoritmos com capacidade para solução do problema de otimização. A escolha do método de otimização que será utilizado irá ser baseado nas respostas, tanto do próprio valor do ótimo obtido para cada parâmetro como no custo computacional necessário para alcançar esse valor ótimo e a capacidade de convergência.

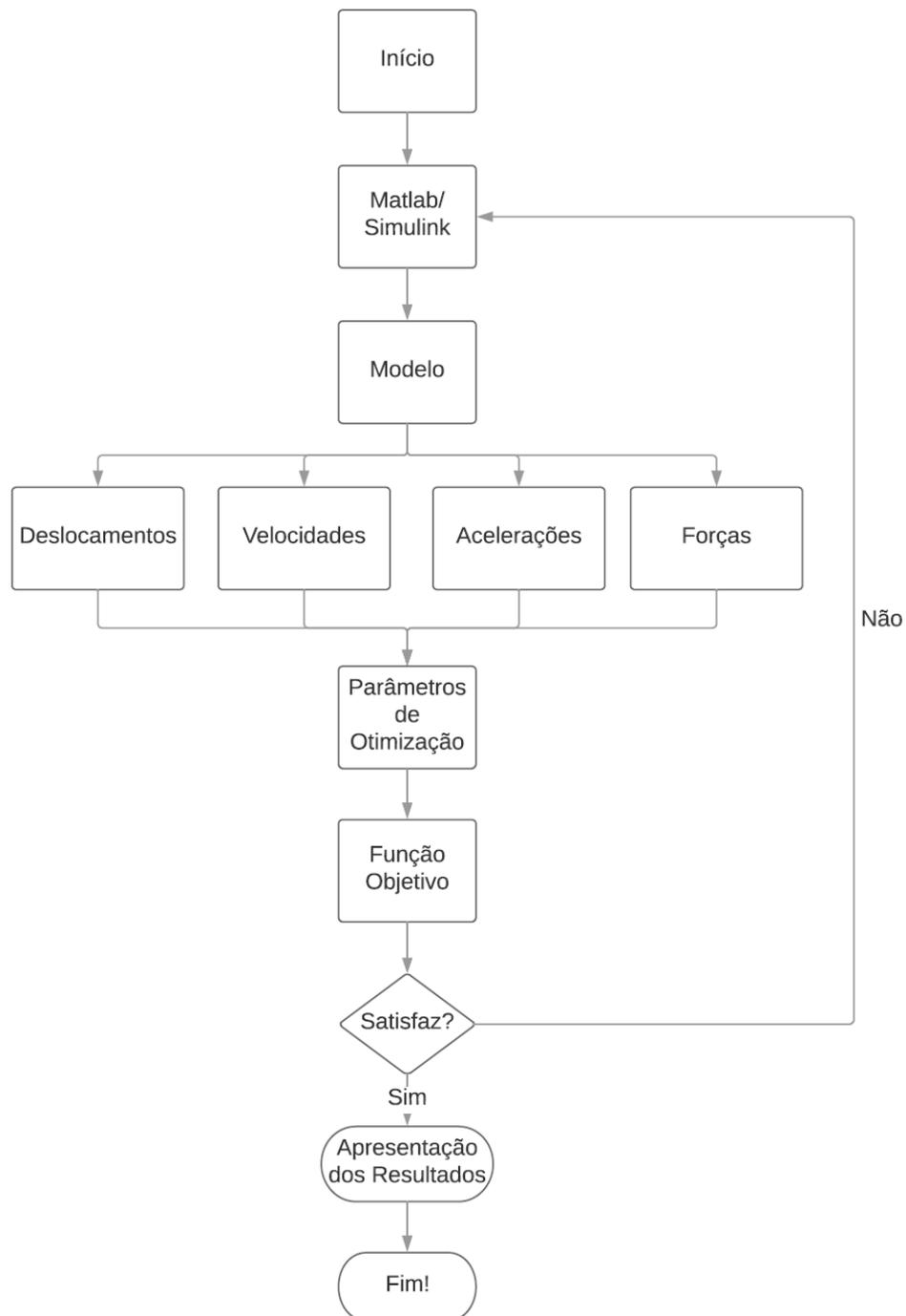


Figura 5.1 – Fluxograma de atividades para otimização dos modelos.

5.1 Simulação do modelo bidimensional

A verificação do algoritmo em um modelo bidimensional, antes do modelo de quinze graus de liberdade, é interessante de ser realizada para ilustrar a estrutura do mesmo e para

verificar como ele se comporta de um modo geral. O modelo mais simples, apresenta rápido processamento computacional e é útil para identificar erros de sintaxe encontrados, que podem ocorrer ao transformar as equações dinâmicas no sistema de blocos da plataforma de cálculo utilizada. Ao trabalhar com um modelo de mais graus de liberdade, a complexidade aumenta, mas a estrutura interna permanece similar.

O desenvolvimento do programa é baseado no sistema de equações diferenciais, isolando-se as acelerações e calculando as mesmas de forma iterativa, feito através de um diagrama de blocos, montado no programa comercial, Mathworks, 2015. Calculada as acelerações, usam-se dois passos consecutivos de integração numérica que permite o cálculo das velocidades e deslocamentos, para um dado instante no tempo. Esses dados são usados como condições iniciais para os cálculos do próximo instante de tempo, formando um laço iterativo até o fim do período de simulação.

Os dados de entrada para a resolução do sistema de equações diferenciais são os sinais da amplitude do terreno no tempo. No programa, assim como no sistema de equações, os sinais de terreno são representados por $z(t)$. Para a parte traseira do veículo utiliza-se uma função de atraso, (*delay*), para retardar esse sinal de terreno em um determinado intervalo de tempo, definido como $(t+\Delta t)$, referente à distância entre eixos do veículo e a velocidade do veículo na análise, fazendo com que as rodas traseiras recebam o mesmo sinal que as dianteiras, com um atraso de Δt . Esse sinal de entrada do perfil do terreno é gerado de duas diferentes formas, sendo o obstáculo único através de um bloco com a capacidade de geração desse tipo de terreno. O perfil do terreno baseado na ISO 8608 é gerado através do software McProfile, sendo necessário definir o comprimento e as constantes do tipo de terreno. A Figura 5.2 apresenta a interface do software McProfile com um exemplo de perfil de terreno gerado, apresentando graficamente a comparação entre o perfil de terreno e a norma ISO 8608.

Após gerar o perfil no McProfile são então obtidos valores de distância por amplitude do perfil do terreno, transformados em valores de tempo por amplitude e introduzidos em cada um dos modelos criados em software comercial através de um bloco com a capacidade para leitura desses dados. Uma pequena parte desse modelo é apresentado na figura 5.3.

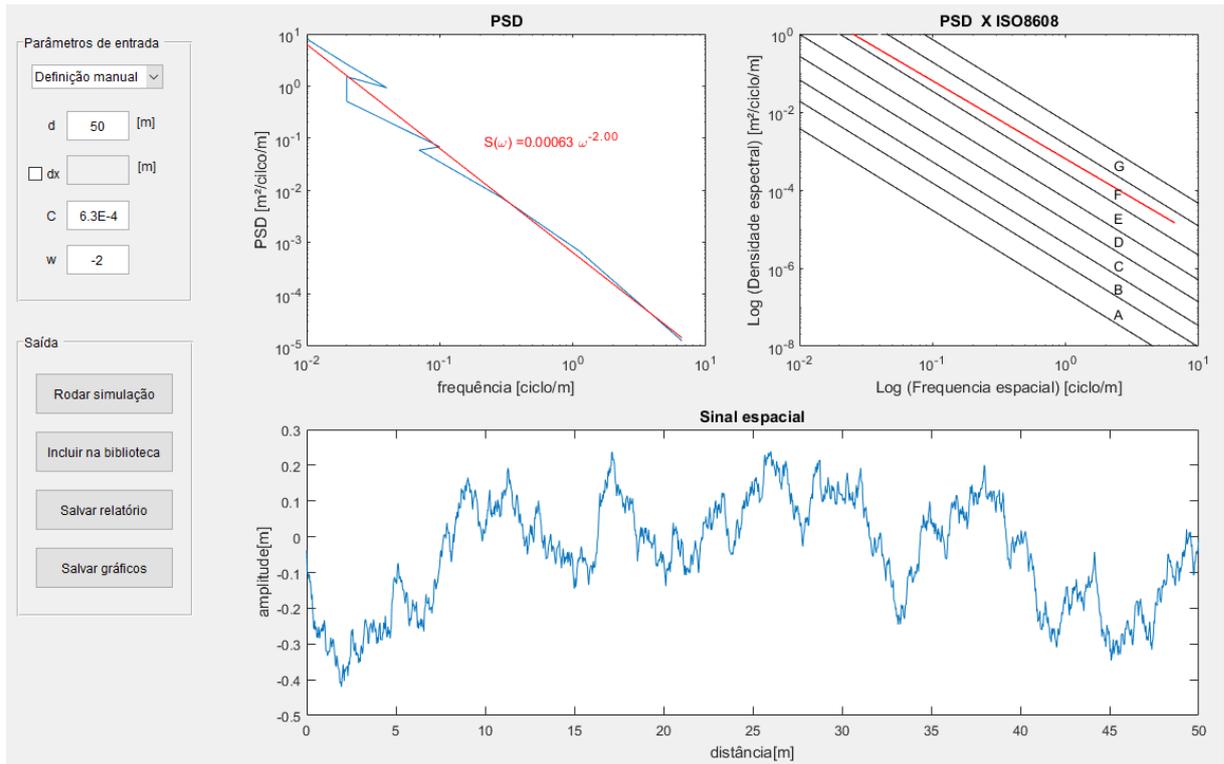


Figura 5.2 – Interface do software McProfile com exemplo de perfil de pista obtido.

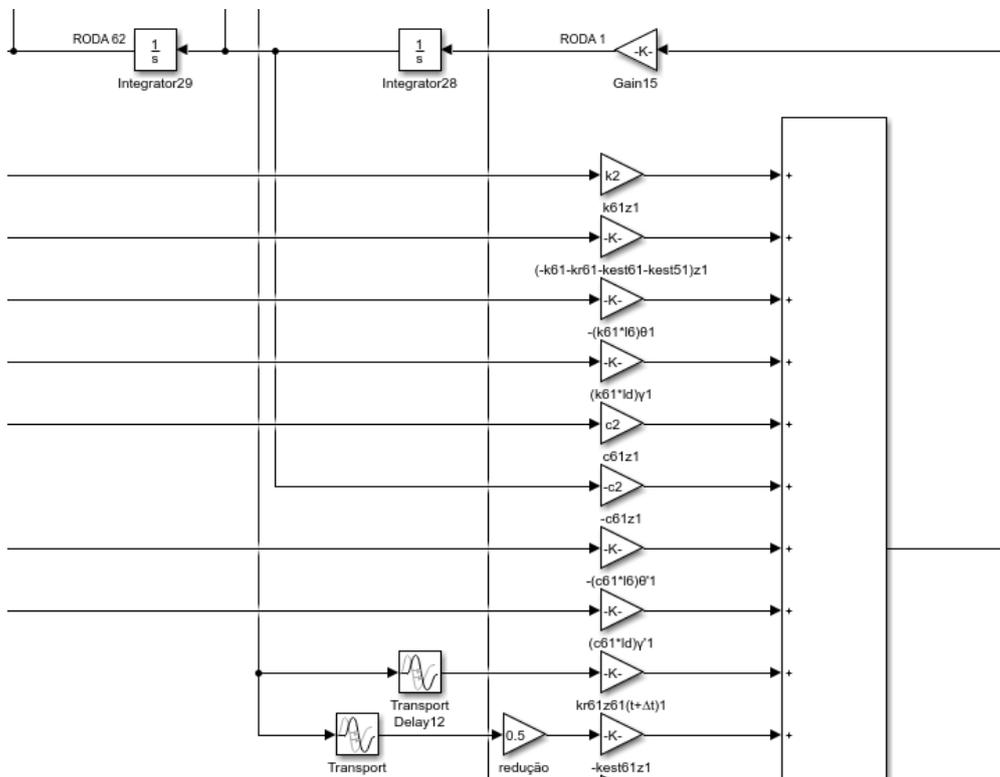


Figura 5.3 – Interface de uma das massas não suspensas do modelo desenvolvido em Simulink.

Para definir os parâmetros de entrada do programa utiliza-se uma lista de dados conhecidos do veículo, apresentada na próxima seção, que são declarados no modelo como constantes, e cada um desses associado a um ou mais blocos da equação.

5.2 Simulação do modelo 3D

Da mesma forma que acontece no modelo bidimensional de oito graus de liberdade, a simulação do modelo com quinze graus de liberdade é realizada também em software comercial e apresenta, basicamente, a mesma estrutura, porém com maior complexidade na sua construção. O desenvolvimento das análises ocorre exatamente como no modelo 2D, tanto na obtenção das respostas dinâmicas, como no desenvolvimento das otimizações, embora seja necessária a inserção de mais informações referentes às variáveis de projeto.

O veículo de esteira escolhido para o desenvolvimento das análises é o M60, Figura 5.4. Esse veículo teve sua produção entre os anos de 1960 e 1987 em uma parceria das forças armadas americanas com a Chrysler. Ele foi exportado para diversos países e ainda é utilizado em treinamentos e guarda de fronteira no Brasil, visto que os países vizinhos têm menor poder de fogo, sendo os M60 capazes de suportar as condições de operação que ainda podem ser impostas. A escolha desse veículo militar para o presente estudo se deve por contar com desenvolvimentos anteriores, como Murphy, 1979 e Murphy e Ahmad, 1986, utilizados para validação do modelo numérico, bem como possuir os parâmetros iniciais, Tabela 5.1, que serão inseridos no programa, para a realização das análises.

Em visita realizada ao centro de instruções de blindados, através das informações obtidas com o Sargento Dreifke, motorista e mecânico de manutenção do veículo militar de esteiras M60, se pôde perceber que o veículo tem os requisitos que o exército busca, como boa capacidade a transpor grandes obstáculos, boa resposta dinâmica em situações normais de operação, boa acuracidade ao efetuar disparos, sendo a robustez ressaltada também como um ponto positivo. Sua troca por veículos da família Leopard 1 A5 se deve mais por questões estratégicas, devido a fatores inerentes a operacionalidade e manutenção, do que por problemas referentes a mobilidade.



Figura 5.4 – Veículo de esteira M60.

Tabela 5.1 – Parâmetros mecânicos e geométricos do modelo de veículo considerado

m	Massa do veículo (kg)	44000
J_p	Momento de Inércia em relação ao eixo transversal (kg*m ²)	113400
J_r	Momento de Inércia em relação ao eixo longitudinal (kg*m ²)	40700
m_{11} à m_{62}	Massa de cada roda (kg)	644
L_1	Distância longitudinal entre roda 1 e centro de massa (m)	1,93
L_2	Distância longitudinal entre roda 2 e centro de massa (m)	1,12
L_3	Distância longitudinal entre roda 3 e centro de massa (m)	0,30
L_4	Distância longitudinal entre roda 4 e centro de massa (m)	0,61
L_5	Distância longitudinal entre roda 5 e centro de massa (m)	1,42
L_6	Distância longitudinal entre roda 6 e centro de massa (m)	2,24
L_e	Distância entre roda lado esquerdo e centro de massa (m)	1,40
L_d	Distância entre roda lado direito e centro de massa (m)	1,40
K_{11} e K_{21}	Rigidez mola 1 (N/m)	320000

K_{21} à K_{62}	Rigidez mola 2 à mola 6 (N/m)	290000
K_{est1} à K_{est5}	Rigidez molas lineares esteira (N/m)	65600
K_{est0} e K_{est6}	Rigidez molas lineares esteira (N/m)	107000
K_{r1} à K_{r6}	Rigidez rodas (N/m)	880000
v	Altura estática rodas ao centro de massa (m)	1,17
C_{11} à C_{62}	Coefficiente de amortecimento (Ns/m)	25000

Após os dados da Tabela 5.1 serem aplicados no modelo, para resolução do problema dinâmico o método de integração adotado é baseado em solução explícita por Runge Kutta, sendo nomeado como ODE45 Dormand-Prince, que avalia seis vezes a função para calcular soluções acuradas de quarta e quinta ordem. Esse método é de passo simples, necessitando somente da solução do passo de tempo imediatamente anterior.

Outros métodos de integração foram utilizados, com a finalidade de comparar os resultados, porém obtiveram respostas próximas ao ODE45, não obtendo algum tipo de ganho.

5.3 Tolerâncias a vibração

Devido as variações de sensibilidade que cada ocupante pode ter com a vibração, os limites de conforto ou desconforto são difíceis de ser determinados. Dessa forma é importante que existam critérios para a avaliação do conforto devido a vibração. A norma ISO 2631 faz essa avaliação, classificando diferentes níveis de conforto e de segurança (limites prejudiciais à saúde), de acordo com a aceleração ponderada.

De acordo com a norma, há 4 fatores físicos de importância primordial que são observados para se determinar a resposta humana à vibração, sendo eles intensidade, frequência, direção e tempo de exposição a vibração.

Ainda de acordo com a ISO 2631, os limites de exposição recomendados, estabelecidos de acordo com os critérios de preservação da eficiência de trabalho, preservação da saúde ou segurança e a preservação do conforto, são definidos graficamente para a direção vertical como mostrado na Figura 5.5.

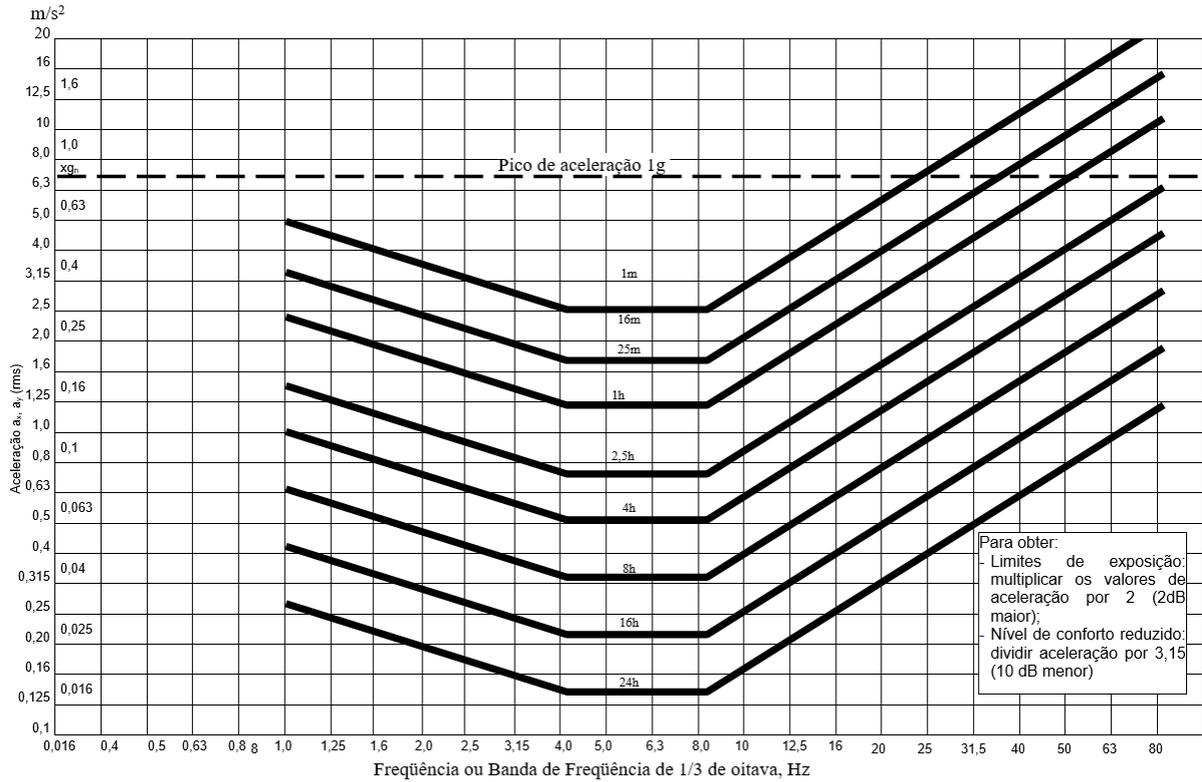


Figura 5.5 – Limite de aceleração como função da frequência e tempo de exposição para nível reduzido de eficiência (fadiga).

Fonte: Adaptado de ISO 2631, 1997

Duas considerações podem ser feitas com base na Figura 5.5, a medição do conforto através dos níveis RMS de aceleração experimentados pelas pessoas e a predisposição ao desconforto para a faixa de frequência de 4 Hz a 8 Hz para movimentos verticais.

Outra norma de grande importância e utilizada principalmente na indústria automotiva é a SAE J6a. Gillespie, (1992), apresenta um gráfico com limites da tolerância humana para vibrações verticais, representado na Figura 5.6. Ele recomenda que os limites a serem seguidos sejam os apresentados pela SAE, encontrados em sua publicação SAE J6a - *Human Vibration Tolerance Criteria and Applications to Ride Evaluation*.

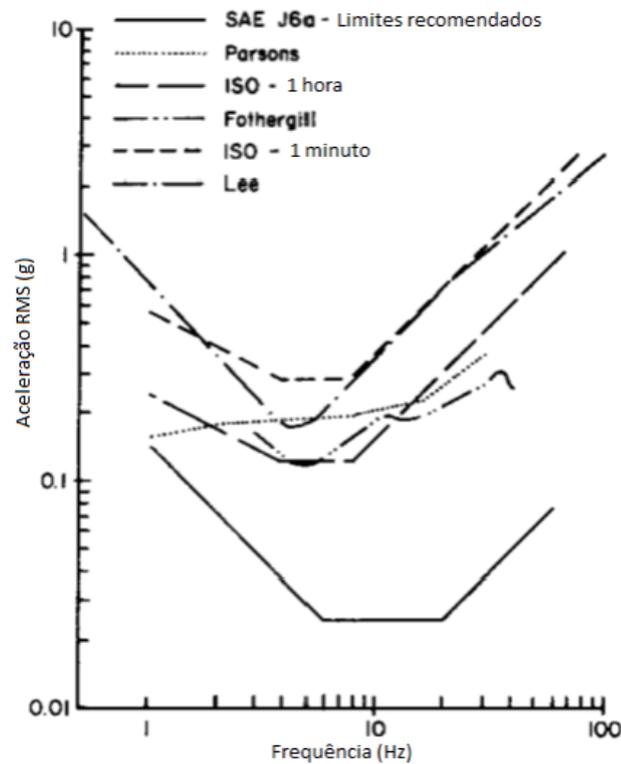


Figura 5.6 – Comparação entre limites de aceleração em determinadas frequências proposto por diversas normas e autores.

Fonte: Adaptado de Gillespie, 1992

Outros autores como Hönlinger e Glauch, baseados em estudos anteriores, sugerem que o limite de aceleração admissível para ocupantes de veículos militares seja de 1g, quando submetido a avaliações que utilizam ondas senoidais e perfis de pista randômicos e 2,5g para obstáculos individuais na maior velocidade possível. Nesse mesmo estudo também é sugerido que o deslocamento angular aceito seja de no máximo 6°.

Blackmon e Murphy, 1972, utilizaram em seu estudo um critério para avaliação do comportamento do veículo transpondo obstáculos individuais, no formato retangular com dimensões de largura e altura entre 150 mm e 250 mm, uma aceleração máxima de 2,5 g em uma velocidade intermediária.

Ogorkiewicz, 1991, sugere que além da aceleração de 2,5 g para obstáculo individual, deve-se avaliar os deslocamentos máximos impostos ao compartimento da tripulação, como um critério de tolerância de vibração, utilizando um valor limite de 130 mm como máximo aceitável. Esse valor foi observado em aplicações com baixas frequências de vibração.

Na prática, o que ocorre numa situação real de batalha é a busca pela sobrevivência, tendo maior importância fatores ligados a segurança dos operadores, como blindagem e sensoriamento externo, e a operacionalidade do veículo, como capacidade em transpor grandes obstáculos, velocidade máxima, acuracidade em tiro, fator esse que podem ser determinantes para atingir os objetivos. O conceito de conforto nesses casos não é totalmente esquecido, porém perde a importância se comparado a outros tipos de veículos.

5.4 Função custo

Um dos mais significantes problemas no desenvolvimento de otimização é a escolha de funções de custo apropriadas, refletindo os vários aspectos do sistema dinâmico. Segundo Gundogdu, 2007, a aceleração da massa suspensa, os deslocamentos relativos da suspensão e das rodas são os índices utilizados para a análise de performance de veículos em geral.

Para veículos de esteira esses mesmos índices podem ser utilizados, porém é necessário compatibilizar também uma das funções essenciais desse tipo de veículo, que é a formação de mira para utilização do armamento, bem como efetuar o disparo. Na Figura 5.7 pode-se observar como se relacionam os fatores de projeto com a performance para cada subsistema do veículo.

Dessa forma, para obtenção de uma performance adequada em veículos militares de esteira, é necessário que a estabilização da massa suspensa ocorra para que a mira seja realizada em um tempo adequado. Após a realização da mira pelo atirador, o sistema de estabilização é o responsável por manter a mira mesmo nas situações mais extremas, ou seja, a performance da suspensão afeta muito pouco a exatidão do tiro, porém dificultam o trabalho do atirador. Os fatores preponderantes para a obtenção de uma resposta adequada na estabilização da massa suspensa dependem, além das acelerações induzidas ao casco, que afetam de maneira mais expressiva o conforto do veículo, dos deslocamentos verticais e rotacionais, que também tem influência no conforto, porém atuam mais diretamente com o tempo de estabilização [Choi et al., 2010].

Os parâmetros de projeto responsáveis por alterar as respostas de acelerações ou deslocamentos são os coeficientes de mola, amortecedores, rigidez da esteira e rigidez da roda. Nas análises realizadas notou-se uma maior sensibilidade aos coeficientes de mola e amortecedor, k_i e c_i , sendo adotados estes parâmetros para o desenvolvimento da otimização.

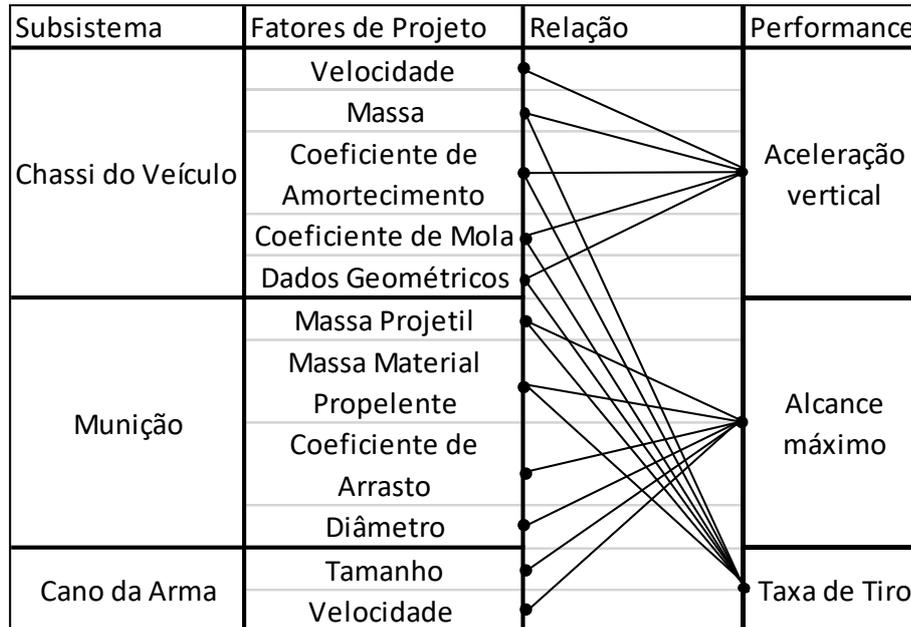


Figura 5.7 – Correlação ilustrativa entre parâmetros de projeto e performance de veículos militares.

Fonte: Adaptado de Choi et al., 2010

Além do que já foi tratado até o momento, vale salientar que a logística e os custos de manutenção são aspectos relevantes no ciclo de vida de veículos militares, principalmente os de esteiras. Segundo Carvalho, 2015, estes aspectos motivam avaliar o desempenho de subsistemas veiculares, pois estes veículos devem permanecer em serviço, longe da base de apoio logístico, o maior tempo possível, sem manutenção de campo e sem retornar para a unidade de manutenção. Destaca-se que principalmente em situações de combate, as consequências associadas a falhas prematuras de componentes de veículos militares podem ser catastróficas. Ou seja, para encontrarmos uma suspensão com boa performance é necessário que se analise o quanto uma padronização de itens como molas e amortecedores pode beneficiar esses procedimentos. Também acaba sendo relevante para um exército com as características do brasileiro esse tipo de avaliação, quanto a logística, devido a dependência de componentes e tecnologias advindas dos países de origem desses veículos, bem como por optar por modelos de veículos cuja produção já não ocorre mais.

Sendo assim, para que seja possível desenvolvermos uma análise que traga resultados efetivos para o desenvolvimento do veículo, devem ser observados além de itens como mobilidade, que é tratada através do conforto e estabilização para mira, os procedimentos de

possíveis manutenções, observando quanto a padronização de itens pode afetar a operacionalidade do veículo.

Para atender todos os objetivos tratados até o momento, serão realizados três grupos de análises:

1. Otimização dos parâmetros de mola e amortecedores, onde $k_1=k_2=k_3=k_4=k_5=k_6$ e $c_1=c_2=c_3=c_4=c_5=c_6$, apresentado na Figura 5.8, que limita a resposta a somente um tipo de mola e um tipo de amortecedor, sendo aplicado para todas as suspensões, o que beneficia os aspectos de manutenção e logística.

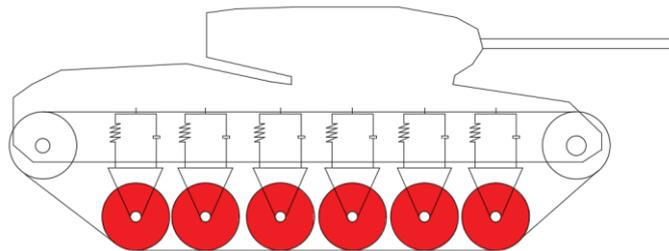


Figura 5.8 – Grupo de suspensão 1.

2. Otimização dos parâmetros de mola e amortecedores, onde $k_1=k_6 \neq k_2=k_3=k_4=k_5$ e $c_1=c_6 \neq c_2=c_3=c_4=c_5$, apresentado na Figura 5.9. A limitação imposta aqui permite que seja encontrado somente dois tipos de molas e dois tipos de amortecedores. Essa condição tenta buscar uma equalização quanto aos objetivos que são pretendidos para o veículo.

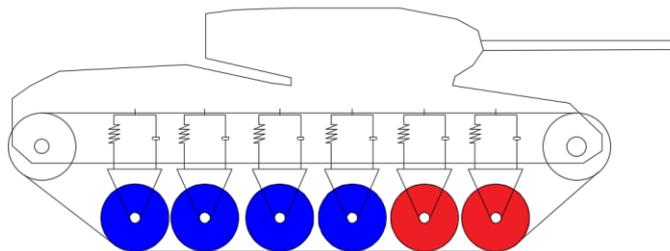


Figura 5.9 – Grupo de suspensão 2.

3. Otimização dos parâmetros de mola e amortecedores, onde $k_1=k_2 \neq k_3=k_4=k_5=k_6$ e $c_1=c_2 \neq c_3=c_4=c_5=c_6$, aqui também serão encontrados somente duas molas e dois amortecedores. A Figura 5.10, apresenta a característica do grupo de suspensão 3.

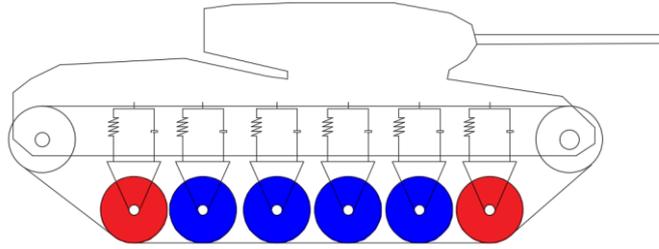


Figura 5.10 – Grupo de suspensão 3.

Em cada uma dessas condições serão realizadas três análises, aplicando para cada, uma das funções de custo desenvolvidas. Essas funções de custo são apresentadas abaixo:

A. Aceleração vertical da massa suspensa:

Tratada por muitos dos autores consultados como critério mais importante, a aceleração vertical desenvolvida pela massa suspensa, como destacado anteriormente, será um dos objetivos a ser minimizado, conforme Equação 5.1. Também será inserida uma restrição quanto a magnitude de deslocamento objetivando assim encontrar equilíbrio nos parâmetros encontrados. Os valores de limite para os coeficientes de molas e amortecedores foram observados em diversos estudos de veículos com características aproximadas as do veículo escolhido para este estudo.

$$\text{Minimizar } f_1 = (RMS(\ddot{z}))$$

$$\text{Sujeito à: } \Delta z \leq 0.13$$

$$150000 \leq k_i \leq 500000 \quad i = 1 \dots 2$$

$$15000 \leq c_i \leq 35000 \quad i = 1 \dots 2$$

(5.1)

B. Deslocamentos da massa suspensa:

Aqui serão avaliados tanto deslocamentos verticais como deslocamentos rotacionais, com pesos iguais para cada um dos objetivos, tendo como limitante a aceleração para condições de uso contínuo em pista obtida através do programa McProfile. Matematicamente o software realizará uma soma ponderada das funções objetivo.

Esse objetivo visa atender a situações de combate onde o veículo se encontra em deslocamento e ao mesmo tempo deve efetuar mira, sendo esses os objetivos mais importantes

se forem avaliadas as condições as quais esse tipo de veículo é submetido. Apesar de tecnologias que permitam exatidão mesmo em condições extremamente severas estarem em constante evolução, grandes deslocamentos podem afetar a performance nos disparos, devido o maior tempo que o atirador pode levar para capturar um alvo além de ocasionarem um grande desconforto aos ocupantes do veículo. Aqui a restrição adotada é o limite do valor de pico abaixo de 1g para o perfil de terreno adotado.

$$\begin{aligned}
 & \text{Minimizar } f_2 = \left(W_1 \text{RMS}(z), W_2 \text{RMS}(\theta_p) \right) \\
 & \text{Sujeito à:} \quad \ddot{z} \leq 1g \\
 & \quad 150000 \leq k_i \leq 500000 \quad i = 1 \dots 2 \\
 & \quad 15000 \leq c_i \leq 35000 \quad i = 1 \dots 2
 \end{aligned} \tag{5.2}$$

C. Otimização multiobjetivo:

Por fim, será avaliada a minimização obtida através da otimização cuja o objetivo é compatibilizar funções de custo anteriores, encontrando um valor de ótimo com interesses que são aprestados na teoria como conflitantes. Neste caso também, matematicamente o software realizará uma soma ponderada das funções objetivo.

$$\begin{aligned}
 & \text{Minimizar } f_3 = \left(W_1 \text{RMS}(z), W_2 \text{RMS}(\theta_p), W_3 \text{RMS}(\ddot{z}) \right) \\
 & \text{Sujeito à:} \quad \ddot{z} \leq 1g \\
 & \quad \Delta z \leq 0.13 \\
 & \quad 150000 \leq k_i \leq 500000 \quad i = 1 \dots 2 \\
 & \quad 15000 \leq c_i \leq 35000 \quad i = 1 \dots 2
 \end{aligned} \tag{5.3}$$

No total serão 9 análises onde se irá comparar os resultados de acelerações e deslocamentos, tanto graficamente, como através do valor eficaz, RMS, que é uma medida estatística da magnitude das respostas variando no tempo.

Ao final dos estudos será ainda realizada uma avaliação com um perfil de pista gerado através da norma ISO 8608, 1995, e do software McProfile, perfil esse com maior amplitude e

de pior qualidade, onde o limite de vibração considerado será o da aceleração de 2,5g. Nessa condição serão avaliadas 2 velocidades, 12 m/s e 3 m/s, novamente avaliando as acelerações RMS obtidas, bem como os gráficos temporais. Essa avaliação visa apresentar o comportamento do veículo em uma condição mais extrema e demonstrar o efeito da redução da velocidade em condições mais severas.

6 AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS

O objetivo do presente capítulo é descrever as análises de dinâmica vertical, realizadas para caracterização da dinâmica de veículos de esteira, bem como obter resultados de suspensão ótima, dentro de critérios estabelecidos nos capítulos anteriores.

As avaliações serão realizadas inicialmente com o modelo 2D somente demonstrando resultados obtidos, para posteriormente serem apresentados os dados obtidos nas análises através do modelo 3D.

6.1 Validação do modelo 2D

As validações do modelo são obtidas a partir de valores de referência de acelerações, devido a pequena quantidade de estudos desenvolvidos na área de veículos de esteira, e menor ainda é o número de estudos completos, visto que esse tipo de assunto é tratado com sigilo, por se tratar de uma área que afeta as tecnologias de segurança desenvolvidas por investimentos normalmente públicos, ou seja, estes são assuntos de interesse da soberania das nações detentoras do conhecimento o que acaba limitando a quantidade e qualidade dos dados.

Para uma validação parcial foram comparados os dados de acelerações obtidas nesse estudo com as obtidas no trabalho realizado por Sattinger et al., (1954), que analisou o veículo militar de esteira M47 passando por um obstáculo quadrado de 0,305 m.

No modelo proposto por Sattinger et al., (1954), os efeitos da esteira são levados em consideração com uma alteração no obstáculo do perfil de pista, diferente do modelo desenvolvido que considera molas lineares para descrever o comportamento da esteira, o que é mais próximo do que ocorre na realidade. Na Tabela 6.1, serão apresentados os parâmetros utilizados para essa validação.

Tabela 6.1 – Parâmetros mecânicos e geométricos do modelo de veículo considerado

m	Massa do veículo (kg)	20000
J_p	Momento de Inércia em relação ao eixo transversal ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	53000
m_{11} à m_{61}	Massa de cada roda (kg)	230
L_1	Distância longitudinal entre roda 1 e centro de massa (m)	2,00
L_2	Distância longitudinal entre roda 2 e centro de massa (m)	0,48

L_3	Distância longitudinal entre roda 3 e centro de massa (m)	0,30
L_4	Distância longitudinal entre roda 4 e centro de massa (m)	0,61
L_5	Distância longitudinal entre roda 5 e centro de massa (m)	1,02
L_6	Distância longitudinal entre roda 6 e centro de massa (m)	1,76
K_{11}	Rigidez mola 1 (N/m)	300000
K_{21} à K_{61}	Rigidez mola 2 à mola 6 (N/m)	290000
K_{est1} à K_{est5}	Rigidez molas lineares esteira (N/m)	65600
K_{est0} e K_{est6}	Rigidez molas lineares esteira (N/m)	107000
K_{r1} à K_{r6}	Rigidez rodas (N/m)	880000
v	Altura estática rodas ao centro de massa (m)	1,17
C_{11}	Coeficiente de amortecimento (Ns/m)	25000
C_{21}	Coeficiente de amortecimento (Ns/m)	30000
C_{51} e C_{61}	Coeficiente de amortecimento (Ns/m)	28000

Com essas considerações, bem como com a avaliação dessas diferenças, pode-se perceber uma semelhança dos valores de pico de acelerações, de aproximadamente 24 m/s^2 e do comportamento do deslocamento vertical e de deslocamento rotacional. Os valores obtidos têm algumas diferenças devido as características de equacionamento, que no caso do trabalho desenvolvido por Sattinger et al., (1954), como já mencionado, simplifica o modelo. As respostas obtidas por Sattinger et al., (1954), são apresentadas na Figura 6.1, onde são demonstrados o perfil de pista, resposta do deslocamento rotacional e do deslocamento vertical à uma velocidade de aproximadamente 12 km/h.

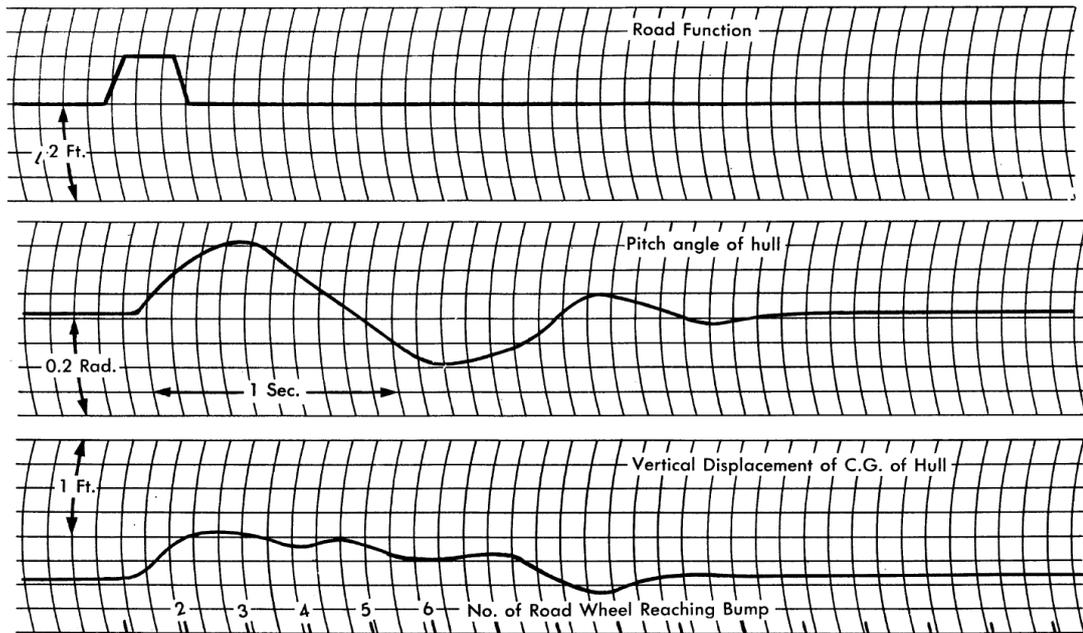


Figura 6.1 – Perfil de pista e respostas de arfagem e deslocamento vertical da massa suspensa.
Fonte: Adaptado de Sattinger et al., 1954

Na Figura 6.2 são apresentados os resultados obtidos pelo modelo proposto.

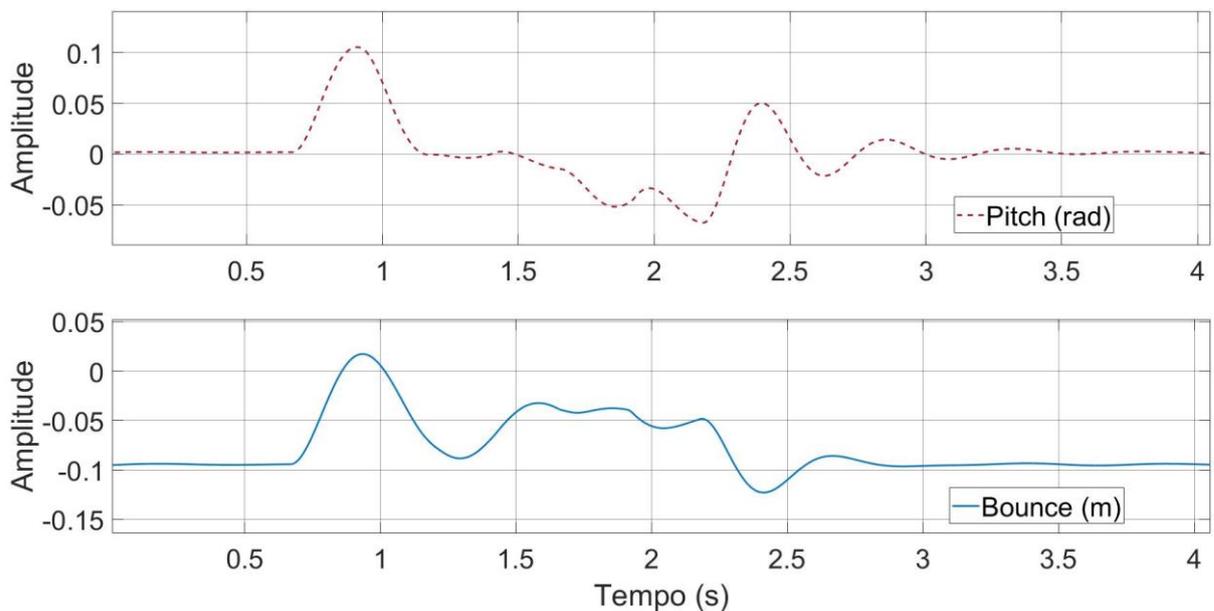


Figura 6.2 – Respostas de arfagem e deslocamento vertical da massa suspensa do modelo desenvolvido.

Ao se confrontar os históricos temporais de deslocamento verticais e rotacionais da massa suspensa, pode-se verificar uma evidente semelhança entre os sinais obtidos em ambos

trabalhos, com diferenças nas amplitudes. Também nas avaliações foram analisados os níveis de acelerações, tendo esses níveis chegado próximos aos do estudo, tendo os picos ficado próximos a 2,5g, valor apresentado no estudo de Sattinger et al., (1954). As diferenças verificadas devem-se as características entre as propostas de cada estudo, abordadas anteriormente no texto, porém, foram consideradas, no presente trabalho, não relevantes o suficiente para invalidar o procedimento sob discussão.

Ante o exposto, bem como através de outras análises qualitativas realizadas durante o desenvolvimento dos modelos e em comparações com modelos presentes na teoria da dinâmica veicular, bem como em estudo anterior realizado por Mezacasa e Marczak, 2017, considerou-se que as rotinas desenvolvidas produzem resultados consistentes e condizentes com os encontrados na literatura e, portanto, estão validadas e aptas para ser adaptadas ao algoritmo de otimização no domínio do tempo, bem como para gerar resultados para servirem como referência para a validação da análise dinâmica proposta nesse estudo, tanto para o modelo 2D quanto para o modelo 3D.

6.2 Avaliações do modelo 2D para o veículo militar M60

O modelo 2D foi inicialmente desenvolvido por ser uma ferramenta de maior velocidade de implementação e por apresentar grande capacidade nas avaliações iniciais do comportamento da dinâmica vertical do veículo analisado.

Serão apresentados, nessa seção, resultados iniciais da dinâmica vertical do veículo de esteira M60, escolhido para o desenvolvimento da análise por ainda estar em atividade em diversos países ao redor do mundo, sendo mais de 5000 veículos em 19 países, mas principalmente no Brasil, onde existem dezenas de unidades em operação e é avaliada uma atualização de diversas unidades que atualmente encontram-se desativadas. Sua escolha também ocorre por contar com alguns estudos que tornam mais confiável a adoção das propriedades desse veículo.

Inicialmente realizou-se o mesmo tipo de análise que na validação do modelo com o veículo M47, utilizando um perfil de pista com um obstáculo quadrado de 0,305 metros. Avaliou-se então o comportamento do veículo em 2 velocidades, 3 m/s e 9 m/s, sendo a primeira devido ao estudo de Sattinger et al., (1954), e a segunda devido o limite de velocidade do veículo M60 em situações limite, indicado no estudo realizado por Lessem e Murphy, (1972).

As respostas apresentadas inicialmente são de deslocamentos rotacionais, Figura 6.3 e verticais, Figura 6.4, bem como de acelerações verticais, Figura 6.5, da massa suspensa para a velocidade de 3 m/s. Nas Figuras 6.6, 6.7 e 6.8 podem ser observadas as respostas para a velocidade de 9 m/s.

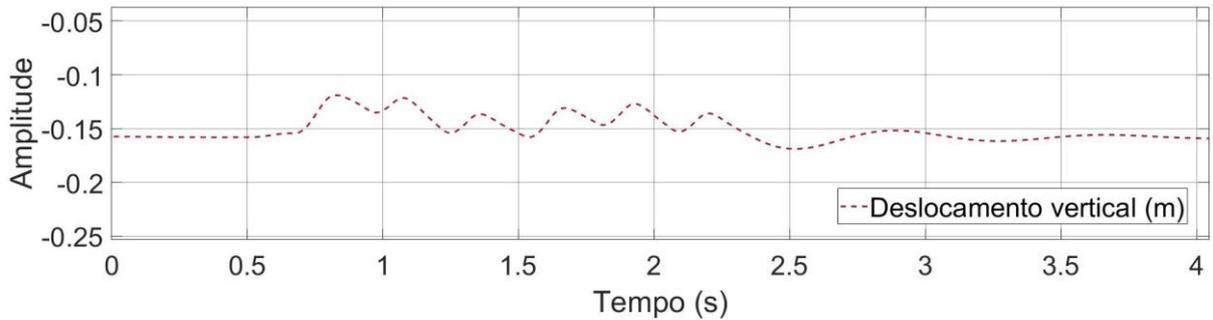


Figura 6.3 – Resposta de deslocamento vertical (velocidade de 3 m/s).

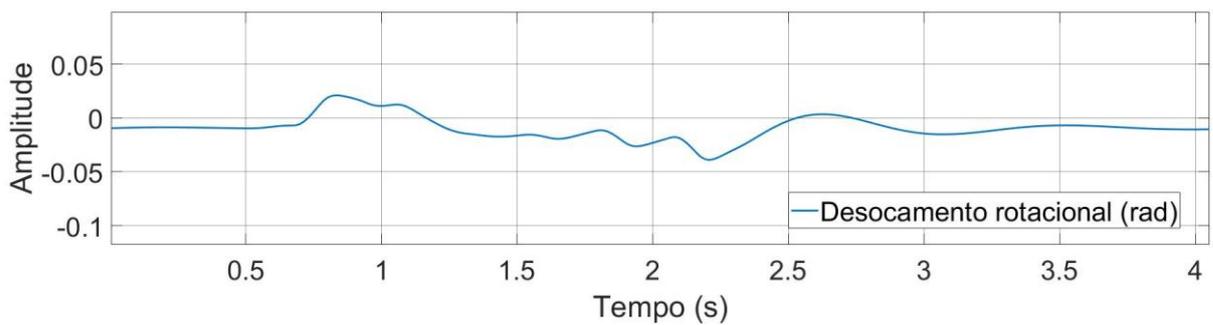


Figura 6.4 – Resposta de deslocamento rotacional (velocidade de 3 m/s).

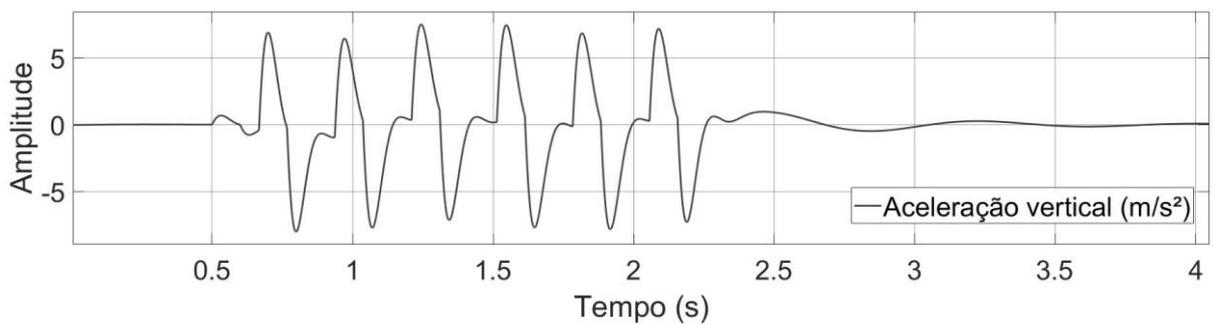


Figura 6.5 – Resposta de aceleração vertical (velocidade de 3 m/s).

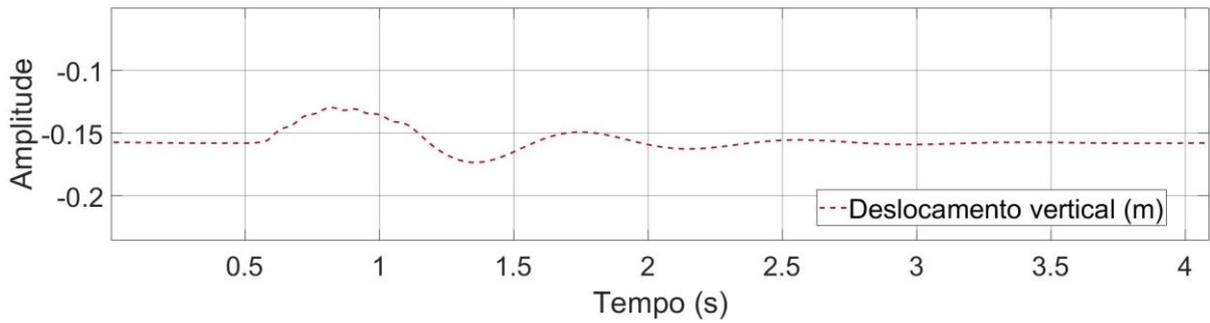


Figura 6.6 – Resposta de deslocamento vertical (velocidade de 9 m/s).

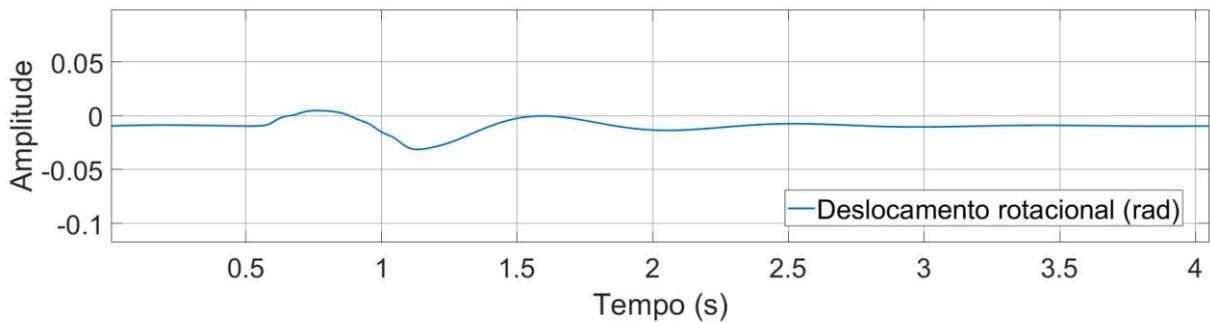


Figura 6.7 – Resposta de deslocamento rotacional (velocidade de 9 m/s).

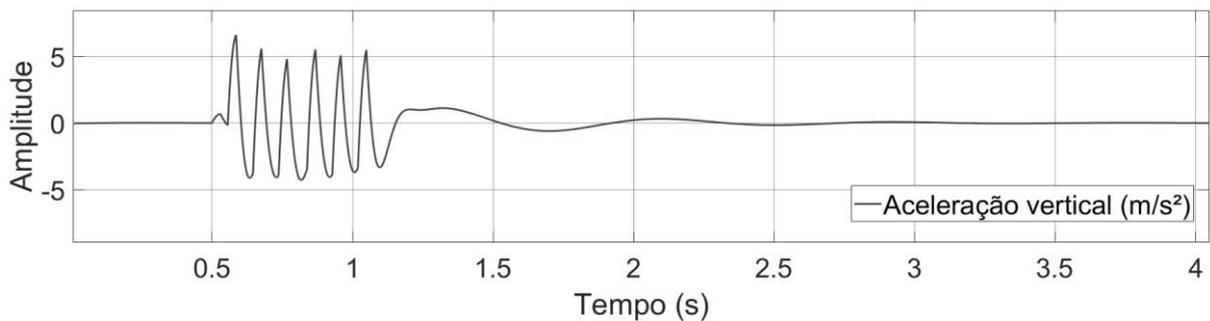


Figura 6.8 – Resposta de aceleração vertical (velocidade 9 m/s).

Como esperado, os deslocamentos verticais e angulares das massas suspensas são maiores em velocidades menores com obstáculos de grande porte. Se forem comparadas com as respostas obtidas no veículo M47, é possível observar uma redução significativa nas amplitudes. Isso se deve a uma maior rigidez que o veículo M47 possui tanto nas molas quanto nos amortecedores. Porém apesar das amplitudes serem menores, é possível identificar semelhanças nos perfis das respostas dos dois modelos.

Posteriormente analisou-se o veículo em um perfil de pista gerado através do McProfile, conforme apresentado na Figura 6.9. Esse terreno foi extraído do estudo realizado por Heck, (2016), sendo classificado como fora de estrada com qualidade baixa, equivalente a um perfil

de estrada do tipo F, da norma ISO 8608. Avaliando através de seu valor RMS, ou valor eficaz, que é uma medida estatística da magnitude de uma quantidade variável, obtêm-se um valor próximo a 0,17m. Esse valor é importante para posteriormente ser possível comparar com os valores de deslocamento da massa suspensa e não suspensa.

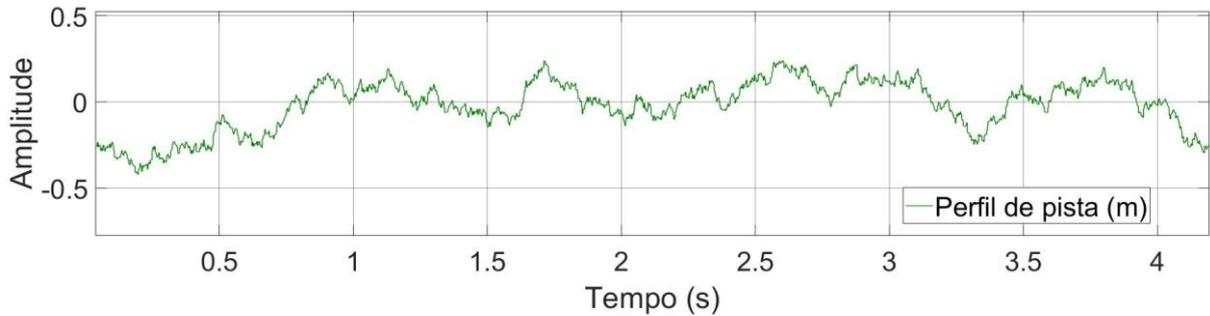


Figura 6.9 – Perfil de pista gerado através do McProfile.

As respostas obtidas através desse perfil de pista são apresentadas por gráficos temporais de deslocamento vertical, Figura 6.10, deslocamento rotacional, Figura 6.11, acelerações da massa suspensa, Figura 6.12 e do valor RMS de cada uma dessas unidades a uma velocidade de 12 m/s, velocidade próxima a máxima que o veículo pode se deslocar originalmente.

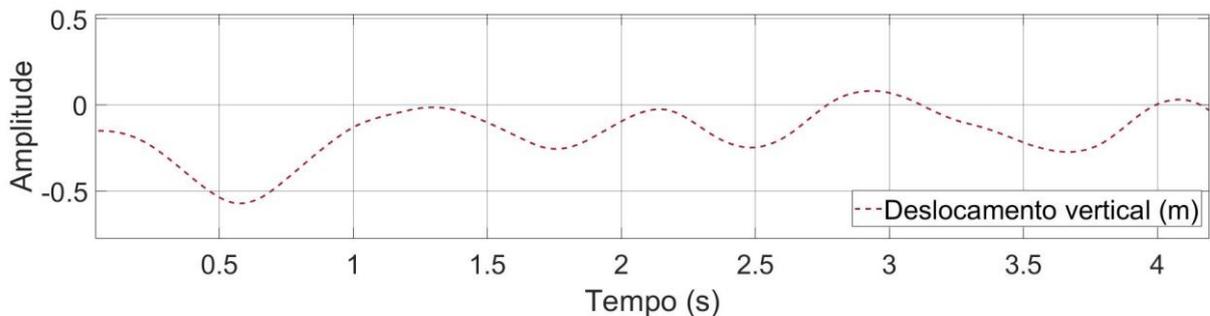


Figura 6.10 – Resposta de deslocamento vertical (velocidade de 12 m/s).

A amplitude de deslocamentos da massa suspensa deve-se ao próprio perfil de pista que conta com uma variação entre os picos de deslocamento de mais de 0,6 m, refletindo nas respostas da dinâmica do veículo. O valor RMS para resposta de deslocamentos verticais é de 0,27m.

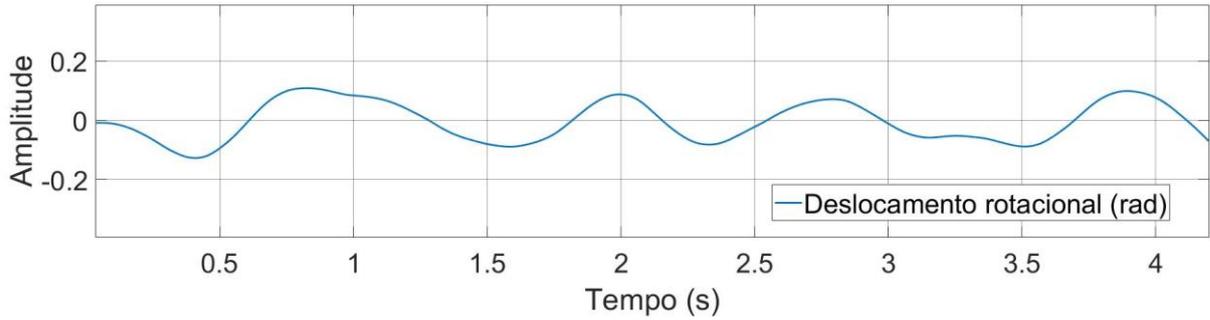


Figura 6.11 – Resposta de deslocamento rotacional (velocidade de 12 m/s).

A resposta de deslocamento rotacional caracteriza o movimento rotacional do casco ao longo do perfil do terreno, sendo esperado comportamento similar ao obtido. Os ângulos obtidos nos picos devem-se também, basicamente, as inclinações presentes no perfil do terreno.

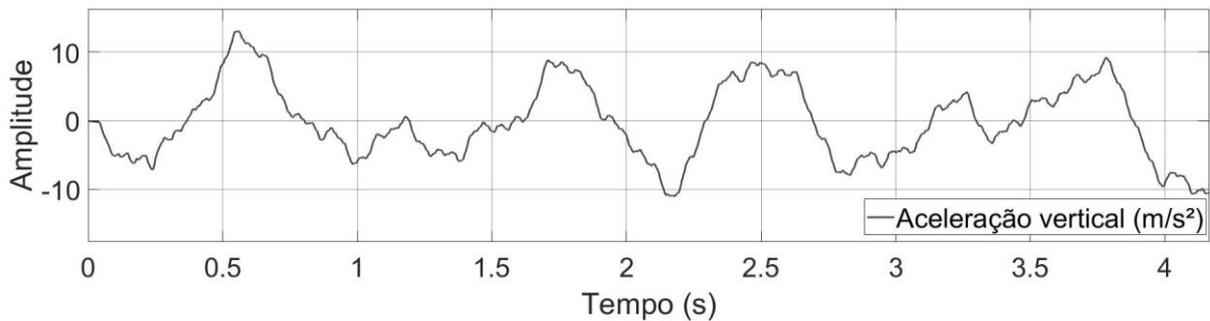


Figura 6.12 – Resposta de aceleração vertical (velocidade 12 m/s).

Como demonstra a figura, picos de aceleração passam dos 10 m/s². Na avaliação através do valor RMS foi obtido um valor de aproximadamente 5,7 m/s², considerando o centro de massa, o que segundo a norma ISO 2631, é extremamente desconfortável. Se fosse avaliado o assento do operador a uma posição distante 1,1m da posição do centro de massa essa aceleração eficaz se aproximaria do limite de 1g, estabelecido pela norma com 7,75 m/s². Esses valores inviabilizam a operação deste tipo de veículo em terrenos com esse tipo de rugosidade, rodando a velocidades extremas.

A partir das respostas obtidas, tanto no obstáculo pontual, quanto no perfil de terreno, percebe-se características presentes em diversos estudos na área da dinâmica veicular. A partir das análises apresentadas nesse estudo e outras desenvolvidas em estudos anteriores, pode-se notar que a metodologia proposta mostra-se bastante eficaz para avaliações preliminares no comportamento geral do veículo.

6.3 Avaliações do modelo 3D

Para validação do modelo 3D serão realizadas as mesmas análises, com a mesmas condições do que as realizadas anteriormente no modelo 2D. Espera-se resultados semelhantes tanto nas características como nas amplitudes, visto que a implementação seguiu o mesmo critério.

Inicialmente, como no caso 2D, o veículo irá transitar sobre um obstáculo pontual a uma velocidade de 3 m/s. Neste caso os dois lados do veículo terão a ação do obstáculo, que ocorrerá simultaneamente nos 2 lados. As respostas serão apresentadas no mesmo instante de tempo, para que seja possível a comparação direta de deslocamento vertical, Figura 6.13, deslocamento rotacional de arfagem, Figura 6.14 e aceleração vertical da massa suspensa, Figura 6.15. Posteriormente serão apresentados os resultados para a velocidade de 9 m/s nas Figuras 6.16, 6.17 e 6.18, para os deslocamentos verticais, deslocamentos rotacionais e acelerações verticais da massa suspensa.

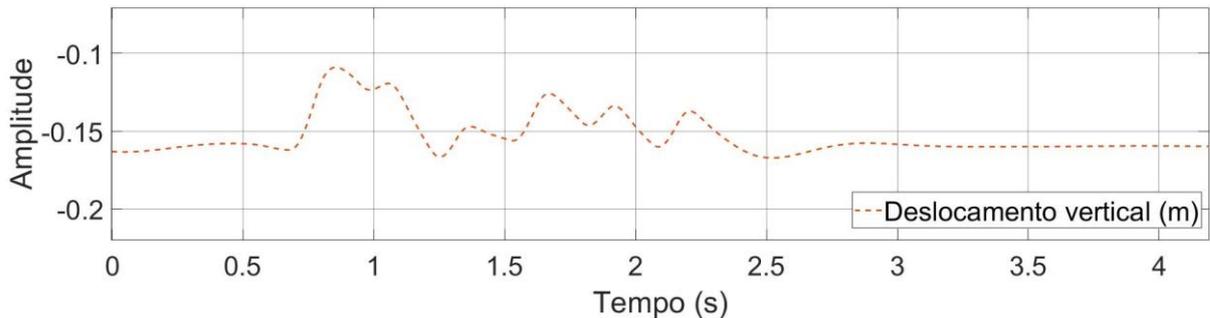


Figura 6.13 – Resposta de deslocamento vertical (velocidade de 3 m/s).

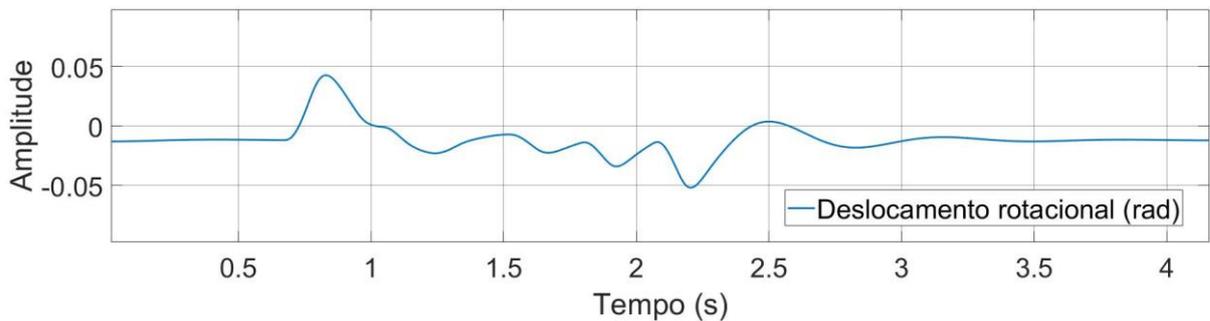


Figura 6.14 – Resposta de deslocamento rotacional (velocidade de 3 m/s).

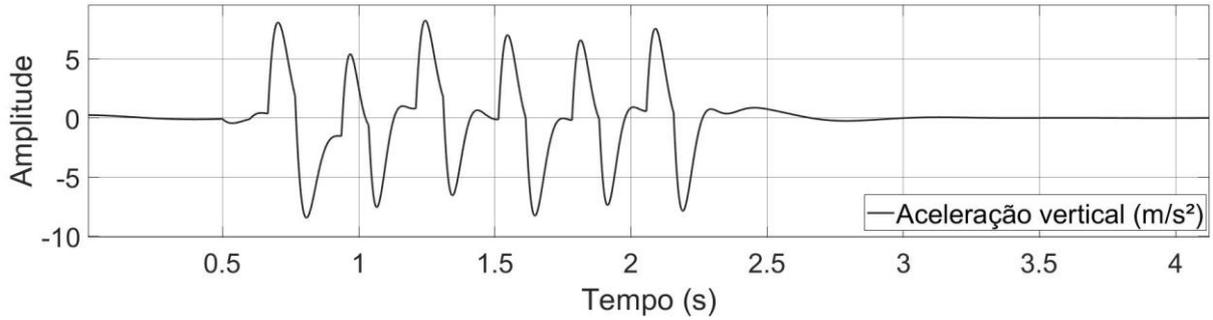


Figura 6.15 – Resposta de aceleração vertical (velocidade de 3 m/s).

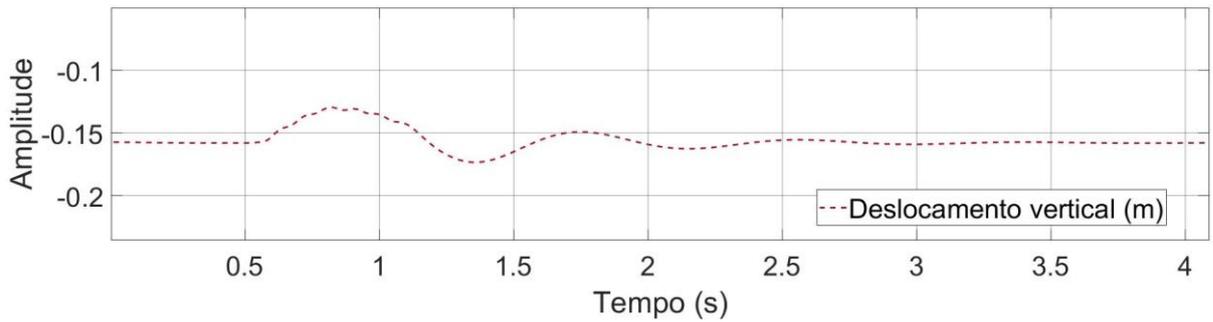


Figura 6.16 – Resposta de deslocamento vertical (velocidade de 9 m/s).

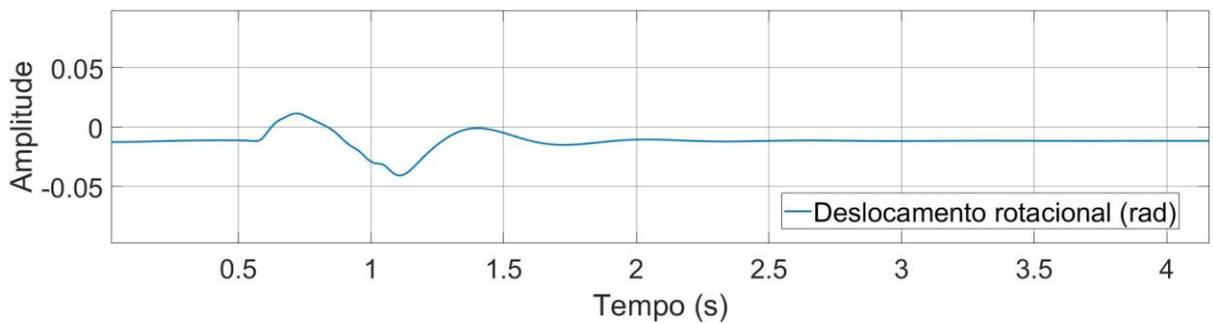


Figura 6.17 – Resposta de deslocamento rotacional (velocidade de 9 m/s).

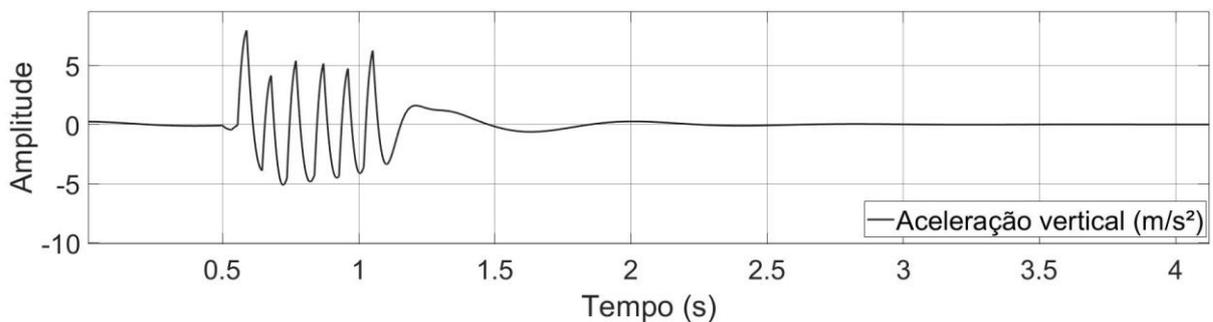


Figura 6.18 – Resposta de aceleração vertical (velocidade 9 m/s).

Se comparadas ao modelo 2D, pode-se perceber além de uma semelhança nas características dos sinais, uma proximidade nas amplitudes, o que era esperado visto que os modelos compartilham a mesma lógica para o equacionamento matemático e boa parte da lógica do modelo em Simulink. A vantagem do modelo 3D em relação ao 2D é a possibilidade de apresentar resultados da rolagem em situações onde o veículo por exemplo recebe o obstáculo em tempos diferentes, conforme apresentado na Figura 6.19, onde foi adicionado um *delay* no sinal, de 0,3 segundos, que a uma velocidade de 9 m/s gera uma distância de 2,7 m entre sinais.

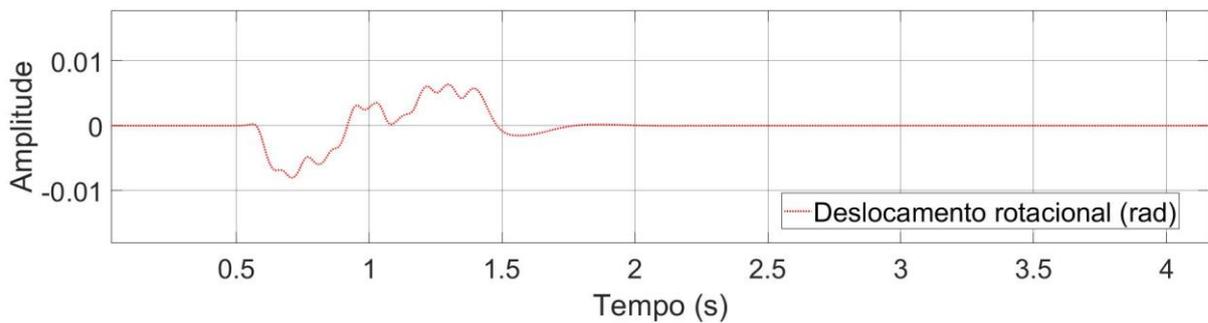


Figura 6.19 – Resposta de deslocamento rotacional de rolagem (velocidade 9 m/s).

Percebe-se que o modelo tem a capacidade para a avaliação do efeito da rolagem da massa suspensa, o que será importante para as avaliações posteriores desse estudo.

Por fim avaliou-se o comportamento do modelo 3D com o perfil de pista gerado pelo software McProfile, em que o veículo transita a uma velocidade de 12 m/s.

Como no modelo 2D as respostas são apresentadas por gráficos temporais de deslocamento vertical, Figura 6.20, deslocamento rotacional, Figura 6.21, acelerações da massa suspensa, Figura 6.22 e dos respectivos valores RMS.

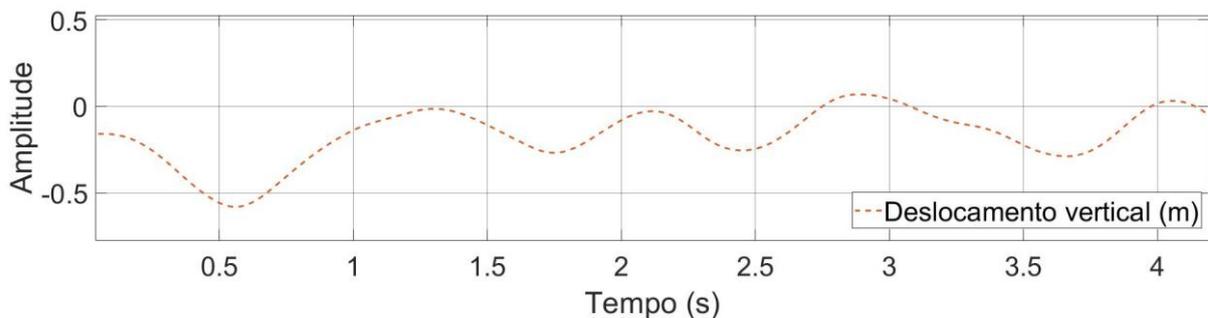


Figura 6.20 – Resposta de deslocamento vertical (velocidade de 12 m/s).

Como esperado, as respostas de deslocamentos verticais são muito próximas, tanto nas características quanto na amplitude. O valor RMS é de 0,27 m, igual ao modelo 2D.

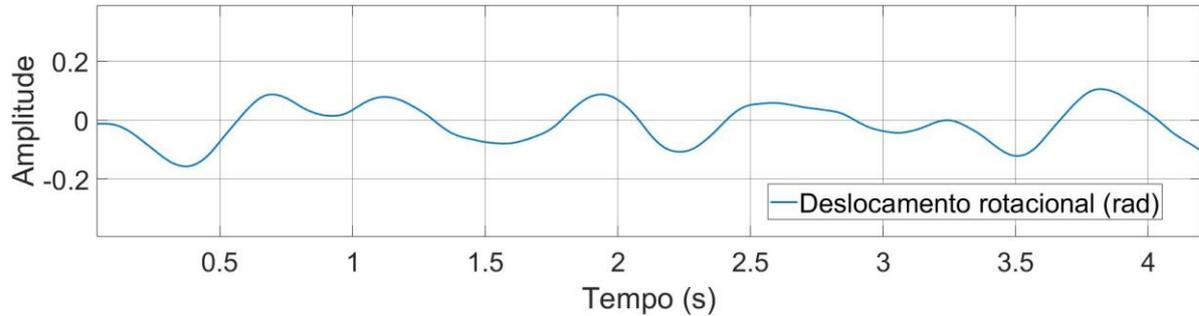


Figura 6.21 – Resposta de deslocamento rotacional (velocidade de 12 m/s).

Na resposta dos deslocamentos rotacionais, a amplitude tem uma leve variação, porém a característica do sinal é próxima ao obtido no modelo 2D. Percebe-se no valor RMS também uma pequena diferença, sendo 0,071rad para o modelo 2D e 0,068rad para o 3D, uma diferença menor que 5%.

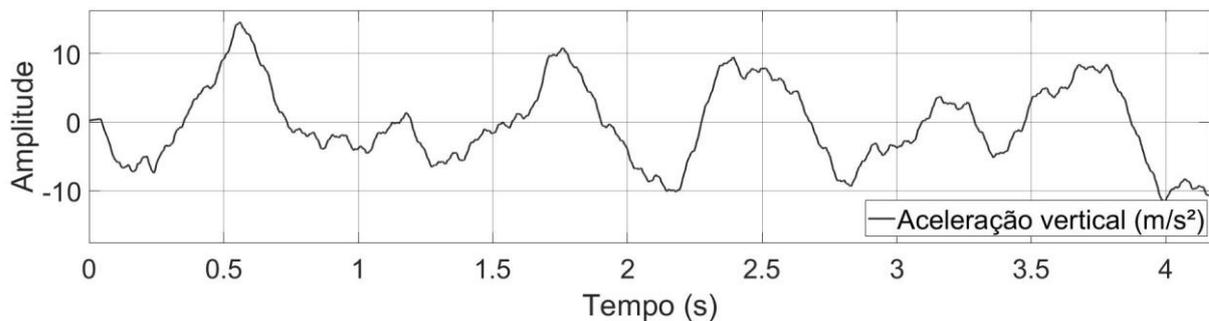


Figura 6.22 – Resposta de aceleração vertical (velocidade 12 m/s).

No caso 3D, novamente, os picos de aceleração vertical passam dos 10 m/s². Na avaliação através do valor RMS, o valor obtido é um pouco mais elevado aqui, chegando a 6,04 m/s². Se o assento do operador fosse analisado, a uma posição distante 1,1 m da posição do centro de massa na direção longitudinal, como no caso 2D e posicionado 0,6 m na direção transversal, essa aceleração eficaz se aproximaria ainda mais do limite de 1 g, estabelecido pela norma, com 8,42 m/s².

Por fim, para evidenciar uma das vantagens do modelo 3D, aplicou-se um *delay* em um dos lados do veículo. O resultado do deslocamento rotacional do rolagem da massa suspensa é apresentado na Figura 6.23.

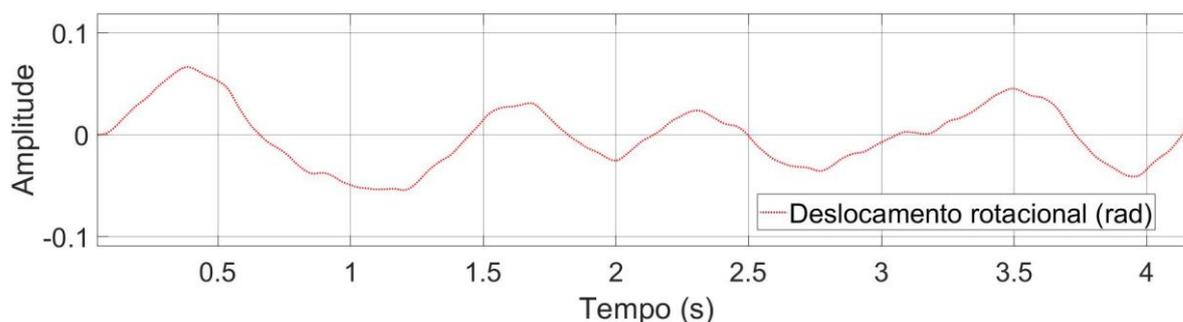


Figura 6.23 – Resposta de deslocamento rotacional de rolagem para perfil de pista gerado no McProfile (velocidade 12 m/s).

Percebe-se, devido à proximidade dos resultados, que o modelo 3D proposto está apto para desenvolver as análises de otimização, sendo que o mesmo ainda pode apresentar resultados quanto a rolagem do veículo, o que o torna mais confiável e flexível para as avaliações posteriores. Um ponto negativo é que devido o maior número de graus de liberdade, o tempo para realização da análise é maior que no modelo 2D, ou seja, para avaliações rápidas de alguns efeitos do modelo, quando considerada simetria entre os 2 lados do veículo o modelo 2D é mais indicado. Para avaliações mais criteriosas, simulando perfis de pista reais, o modelo 3D deve ser selecionado.

6.4 Resultados de otimização do modelo 3D

Após verificadas as rotinas de análise dinâmica desenvolvidas, tendo essas produzido resultados consistentes, elas tornam-se aptas a serem integradas ao algoritmo de otimização. Para essa integração será utilizada a ferramenta *response optimization*, disponível no software Simulink.

São então selecionados os dados a serem otimizados, bem como funções objetivo, tratadas no capítulo anterior. O modelo tridimensional vai sendo avaliado a cada instante, disponibilizando ao fim da análise de otimização a melhor resposta possível dentre as condições impostas.

Serão realizadas, conforme tratado no capítulo anterior, 3 tipos de otimização, uma priorizando o conforto, uma priorizando a mobilidade e tempo de estabilização para efetuar mira e por fim uma unindo esses objetivos, que são conflitantes em sua essência. Cada uma

dessas otimizações será realizada em três configuração de suspensão através dos grupos 1, 2 e 3.

O perfil de pista utilizado para a realização das otimizações é o mesmo que foi apresentado na Figura 6.9. Sua escolha baseia-se no entendimento que desenvolver uma otimização da suspensão através de um perfil de terreno mais aproximado da realidade reduzirá os esforços necessários para a obtenção das melhores respostas para o veículo. Outro ponto importante foram as avaliações realizadas com outros tipos de perfis, como senoidais, onde o perfil baseado na ISO se saiu melhor, apresentando respostas mais adequadas, porém mais custosas para serem obtidas.

Essas avaliações são realizadas com velocidade de 12 m/s, limite que o veículo M60 pode atingir, e seus sinais são defasados em 3,6 m, o que permite perceber os efeitos de rolagem da massa suspensa.

Posteriormente a obtenção dos valores ótimos para cada situação avaliada, bem como a apresentação dos gráficos temporais e dos valores RMS, será realizada uma validação em perfil de terreno mais acidentado, com o intuito de obtenção de RMS menor que 2,5 g e de compreender a diferença entre as respostas obtidas e sua eficácia em outro terreno.

6.5 Otimização do grupo 1

Para modelo com todos os coeficientes iguais as análises transcorreram de uma forma rápida e com poucos problemas de convergência. Percebeu-se, como era esperado, que as respostas, tanto através de algoritmos genéticos, como SQP, são iguais. Isso se dá pela baixa complexidade do modelo com somente 2 parâmetros a se analisar. A diferença ficou no tempo para realização de cada análise, onde os valores obtidos através de algoritmos genéticos levaram entre 5 e 7 vezes mais tempo do que com o método SQP. Na Tabela 6.2 são apresentados os valores RMS de cada uma das respostas de interesse, bem como o número de iterações obtidas através da otimização com algoritmos genéticos.

Percebe-se, de acordo com a teoria, uma tendência a enrijecer a suspensão no caso em que se deseja reduzir os deslocamentos. No caso em que se buscou a otimização dos deslocamentos, vertical e rotacional de arfagem, encontrou-se parâmetros, de amortecimento e mola, pouco mais rígidos do que os adotados inicialmente. O mesmo tipo de efeito ocorreu quando se desenvolveu a otimização para minimizar os níveis de aceleração vertical, quando a

rigidez da suspensão reduziu, ou seja, tornou-se menos rígida, porém elevou os níveis de deslocamento.

Tabela 6.2 – Resultados RMS dos parâmetros, para cada um dos tipos de otimização para o grupo 1

	Não otimizado	Otimizado aceleração	Otimizado deslocamentos	Multiobjetivo
RMS - Sinal (m)	0.157	0.157	0.157	0.157
RMS - Aceleração vertical (m/s²)	4.247	4.136	4.611	4.066
RMS - Deslocamento vertical (m)	0.255	0.273	0.237	0.272
RMS - Aceleração de arfagem (m/s²)	2.739	2.549	2.643	2.732
RMS - Deslocamento de arfagem (m)	0.04	0.041	0.039	0.04
RMS - Aceleração de rolagem (m/s²)	2.594	2.597	2.596	2.593
RMS - Deslocamento de rolagem (m)	0.036	0.0376	0.034	0.037
RMS - Aceleração do assento (m/s²)	5.852	5.661	6.08	5.772
Número de iterações	n/a	60	46	49

Na otimização multiobjetivo vê-se a tentativa de buscar a conciliação entre a minimização da aceleração e dos deslocamentos, encontrando diversas dificuldades devido ao antagonismo entre esses parâmetros. Percebe-se nos resultados que os valores de acelerações e deslocamentos obtidos se situam em uma faixa intermediária entre os valores encontrados na otimização da aceleração e os valores encontrados na otimização dos deslocamentos. Em todos os casos pode-se também perceber que, na velocidade desenvolvida, o conforto dos ocupantes é mínimo. Alguns estudos de outros autores como ATA, 2014, e testes realizados com esse modelo, demonstram que em velocidades menores, os níveis de aceleração reduzem a patamares aceitáveis, para esse tipo de terreno.

Além dos valores RMS, são apresentados gráficos temporais de deslocamento vertical, Figura 6.24, deslocamento rotacional de arfagem, Figura 6.25, acelerações da massa suspensa, Figura 6.26 e deslocamento rotacional de rolagem, Figura 6.27.

Graficamente nota-se uma redução nos níveis de deslocamento vertical, que se deve unicamente a menor rigidez que a suspensão obteve após a otimização, porém se avaliado o valor RMS obtido em comparação ao modelo não otimizado, tem-se um acréscimo de aproximadamente 10%, o que seria danoso para o tempo de mira, exigindo mais tecnologia para realização dessa função.

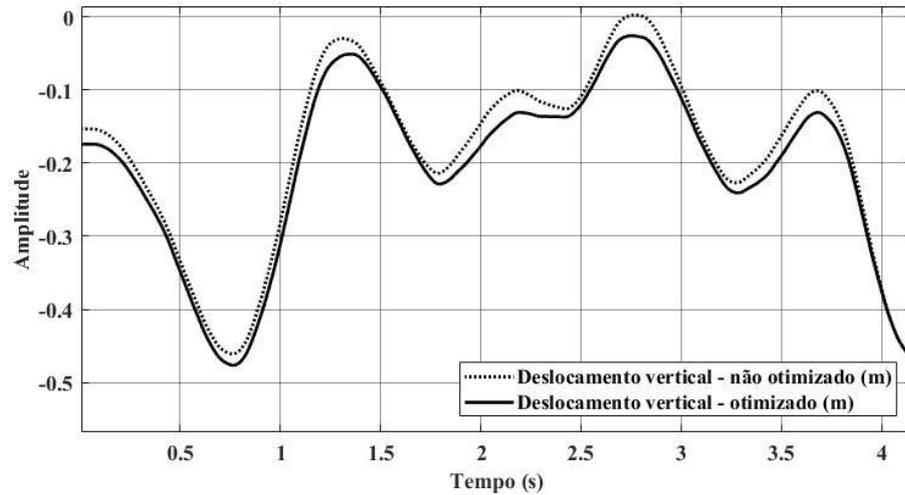


Figura 6.24 – Resposta comparativa dos deslocamentos verticais, otimizado e não otimizado para o grupo 1 - velocidade de 12 m/s.

Na resposta dos deslocamentos rotacionais de arfagem, a amplitude tem uma leve variação, porém a característica do sinal é próxima nos dois modelos o que é confirmado no valor RMS, os quais são iguais.

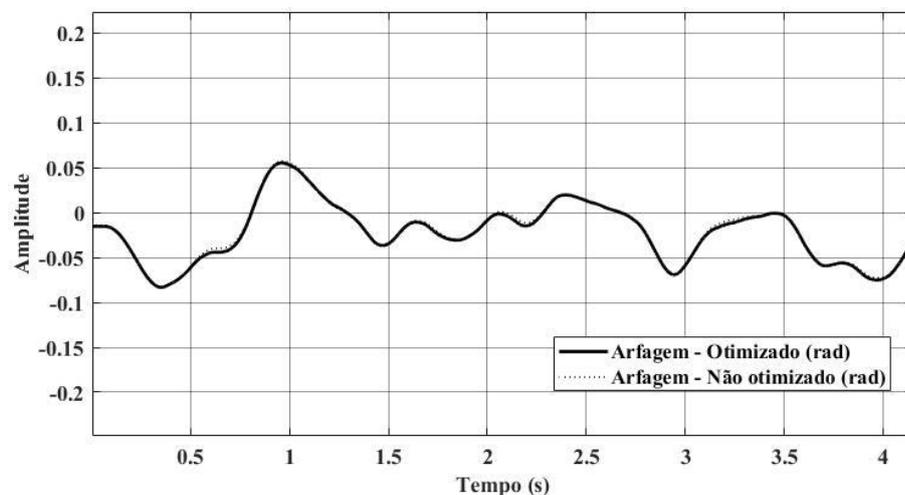


Figura 6.25 – Resposta comparativa dos deslocamentos rotacionais de arfagem, otimizado e não otimizado para o grupo 1 - velocidade de 12 m/s.

No caso otimizado, os picos de aceleração vertical tiveram pequenas reduções, assim como os níveis de aceleração RMS que reduziram aproximadamente 5%, beneficiando o conforto dos ocupantes.

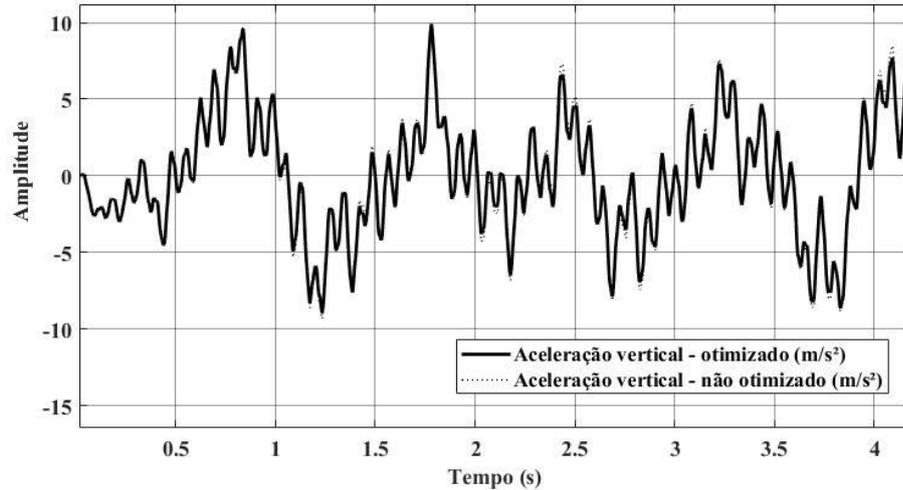


Figura 6.26 – Resposta da comparação das acelerações verticais, otimizada e não otimizada para o grupo 1 - velocidade de 12 m/s.

Por fim, é apresentado o comportamento do movimento de rolagem da massa suspensa, o qual não apresentou grandes diferenças entre os modelos, tanto se avaliado graficamente ou os valores RMS dos deslocamentos rotacionais de rolagem.

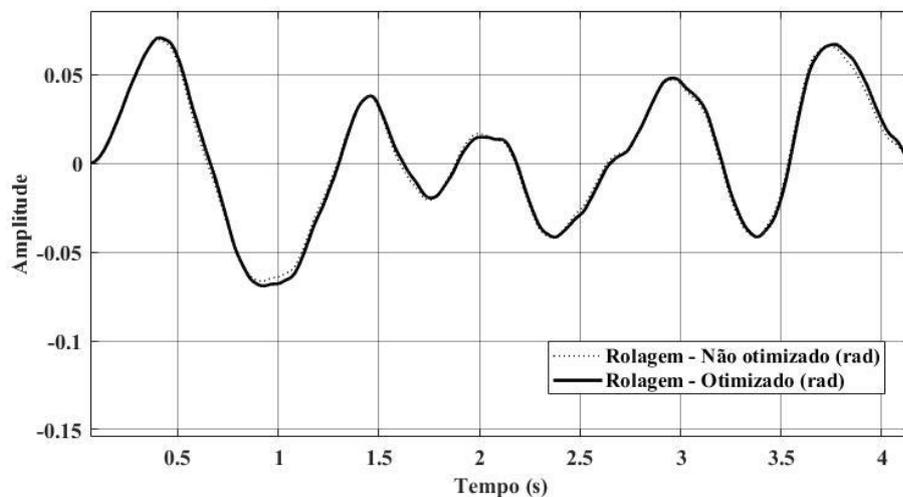


Figura 6.27 – Resposta comparativa dos deslocamentos rotacionais de rolagem, otimizada e não otimizada para o grupo 1 - velocidade de 12 m/s.

Os parâmetros da suspensão obtidos através das otimizações, bem como do modelo não otimizado, são apresentados na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 – Parâmetros de suspensão encontrados para cada um dos tipos de otimização para o grupo 1

Parâmetro	Não otimizado	Otimizado aceleração	Otimizado deslocamentos	Multiobjetivo
c₁	25000	22557	20811	26035
k₁	290000	256640	339110	256110

6.6 Otimização do grupo 2

Na otimização realizada com dois grupos principais de suspensão, sendo a primeira e última iguais entre si, porém diferentes das intermediárias, percebeu-se uma grande dificuldade para a realização da análise de otimização com o algoritmo SQP. Esse algoritmo não teve a capacidade de desenvolver tanto a análise multiobjetivo como a de objetivo simples quando adicionado as restrições. Foi possível somente obter resultados sem restrição alguma, que acabam sendo possíveis do ponto de vista matemático, porém inviáveis do ponto de vista prático. Dessa forma utilizou-se o algoritmo genético, que apesar do grande tempo para desenvolver as análises, obteve resultados em todas as condições propostas.

Nesta otimização, como no caso anterior, percebe-se uma tendência a enrijecer a suspensão quando o objetivo é reduzir os deslocamentos da massa suspensa, e torná-la mais suave quando se busca o conforto dos ocupantes ao objetivar a redução da aceleração vertical. Os resultados encontrados através da análise multiobjetivo, da mesma forma que o caso anterior, se encontra em uma faixa intermediária. Estas características são apresentadas na Tabela 6.4.

Tabela 6.4 – Resultados RMS dos parâmetros para cada um dos tipos de otimização para o grupo 2

	Não otimizado	Otimizado aceleração	Otimizado deslocamentos	Multiobjetivo
RMS - Sinal (m)	0.157	0.157	0.157	0.157
RMS - Aceleração vertical (m/s²)	4.281	3.762	4.477	3.989
RMS - Deslocamento vertical (m)	0.255	0.332	0.244	0.287

RMS - Aceleração de arfagem (m/s²)	2.777	2.386	2.762	2.743
RMS - Deslocamento de arfagem (m)	0.039	0.043	0.038	0.042
RMS - Aceleração de rolagem (m/s²)	2.587	2.564	2.624	2.575
RMS - Deslocamento de rolagem (m)	0.035	0.039	0.033	0.038
RMS - Aceleração do assento (m/s²)	5.897	5.243	5.998	5.494
Número de iterações	n/a	46	36	43

Aqui também são apresentados gráficos temporais de deslocamento vertical, Figura 6.28, deslocamento rotacional de arfagem, Figura 6.29, acelerações da massa suspensa, Figura 6.30 e deslocamento rotacional de rolagem, Figura 6.31.

Da mesma forma que a otimização realizada no grupo 1 os níveis de deslocamento vertical foram elevados em aproximadamente 10%.

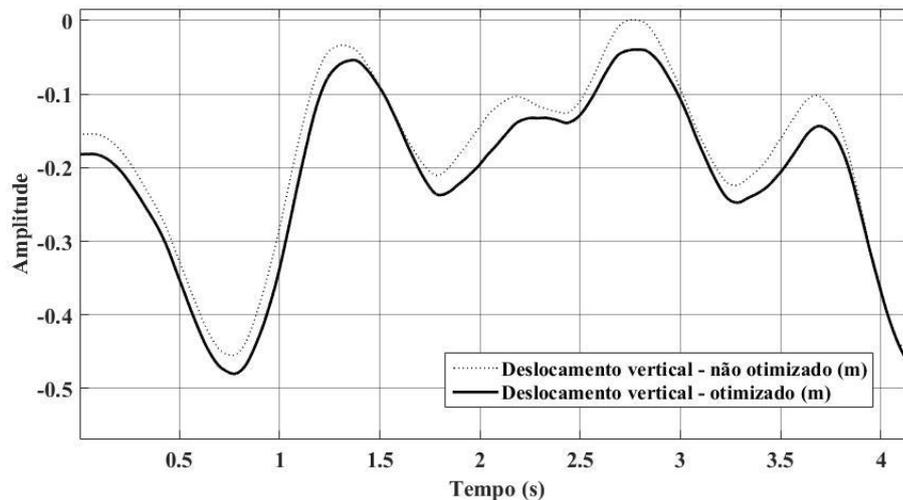


Figura 6.28 – Resposta comparativa dos deslocamentos verticais, otimizado e não otimizado para o grupo 2 - velocidade de 12 m/s.

Na resposta de arfagem a amplitude tem uma leve variação, mantendo a característica do sinal. Percebe-se no valor RMS também uma pequena diferença, sendo 0,042rad para o modelo otimizado e 0,039rad para o não otimizado, não provocando grandes alterações na dinâmica do veículo.

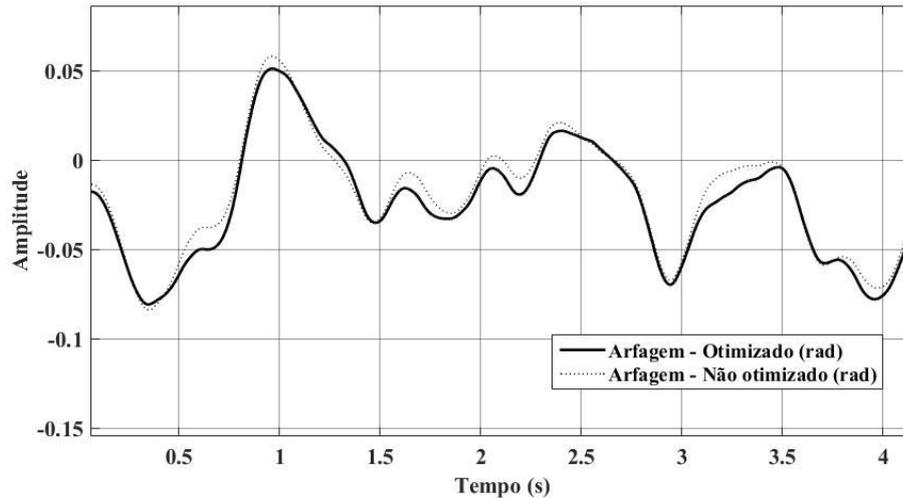


Figura 6.29 – Resposta comparativa dos deslocamentos rotacionais de arfagem, otimizado e não otimizado para o grupo 2 - velocidade de 12 m/s.

A redução dos picos de aceleração obtida neste caso é pequena, devido à restrição utilizada. No caso do valor RMS, apresentado na Tabela 6.3 a redução se aproxima dos 7%, tanto se avaliarmos somente a aceleração vertical, objetivo do estudo, como a aceleração que o operador sofreria em uma posição pouco diferente do centro de massa.

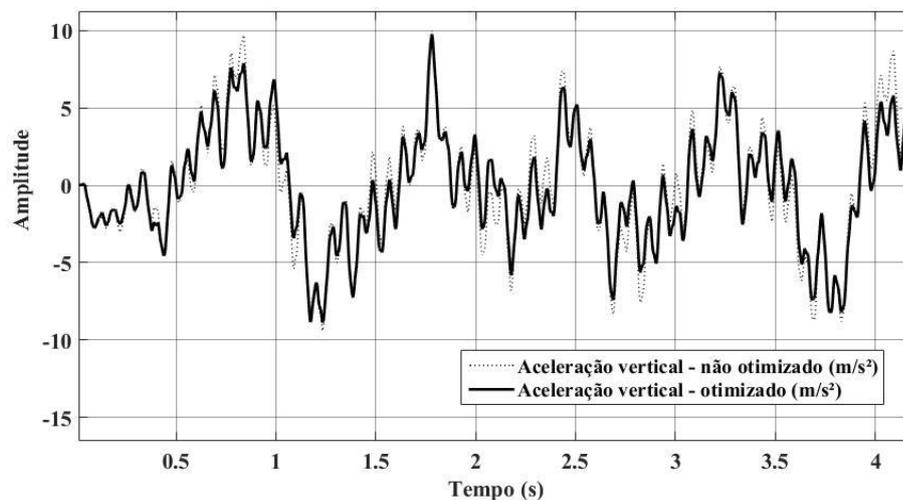


Figura 6.30 – Resposta da comparação das acelerações verticais, otimizada e não otimizada para o grupo 2 - velocidade de 12 m/s.

Por fim é apresentado o comportamento do movimento de rolagem da massa suspensa, o qual não apresentou grandes diferenças entre os modelos, tanto graficamente ou pelo seu valor eficaz, RMS.

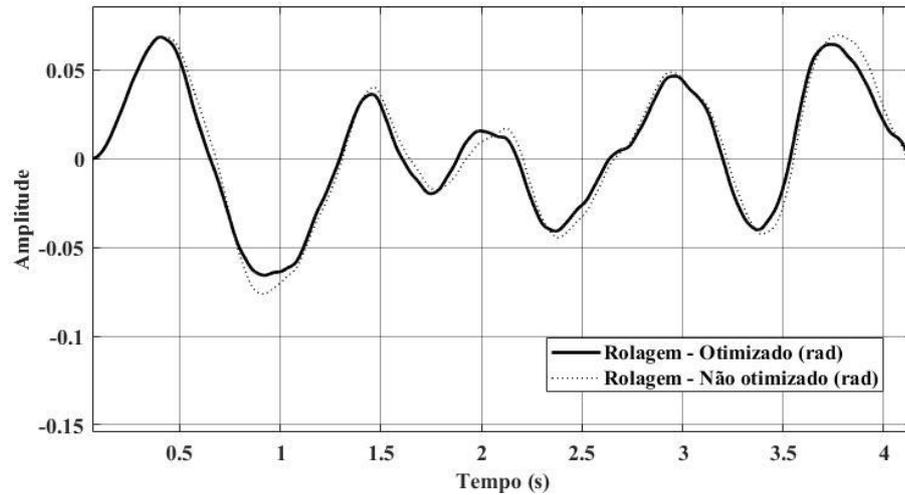


Figura 6.31 – Resposta comparativa dos deslocamentos rotacionais de rolagem, otimizada e não otimizada para o grupo 2 - velocidade de 12 m/s.

Os parâmetros de suspensão, para cada uma das otimizações realizadas, são apresentados na Tabela 6.5.

Tabela 6.5 – Parâmetros de suspensão encontrados para cada um dos tipos de otimização para o grupo 2

Parâmetro	Não otimizado	Otimizado aceleração	Otimizado deslocamentos	Multiobjetivo
c_1	25000	20221	17432	26222
c_2	25000	19659	21670	18933
k_1	320000	280290	476530	278660
k_2	290000	156540	268730	154980

6.7 Otimização do grupo 3

No último caso de otimização, com grupo 3, sendo a primeira e segunda suspensões iguais, ocorreram as mesmas dificuldades apresentadas no caso 2. O algoritmo SQP novamente não teve a capacidade de rodar as análises de otimização com todas as condições que foram impostas. Sendo assim, nesse caso também se utilizou o algoritmo genético, que, para todos os casos, apresentou robustez e eficácia na solução dos problemas propostos.

Aqui novamente ao reduzir os deslocamentos obteve-se uma suspensão mais rígida e o contrário ao minimizar as acelerações. O que se pode perceber, se forem comparados com os

outros casos, é uma redução maior se compararmos ao modelo não otimizado. Estas características são apresentadas na Tabela 6.6.

Tabela 6.6 – Resultados RMS dos parâmetros para cada um dos tipos de otimização para o grupo 3

	Não otimizado	Otimizado aceleração	Otimizado deslocamentos	Multiobjetivo
RMS - Sinal (m)	0.157	0.157	0.157	0.157
RMS - Aceleração vertical (m/s²)	4.344	3.591	4.689	3.572
RMS - Deslocamento vertical (m)	0.253	0.228	0.201	0.226
RMS - Aceleração de arfagem (m/s²)	2.795	2.911	2.89	2.959
RMS - Deslocamento de arfagem (m)	0.039	0.068	0.048	0.072
RMS - Aceleração de rolagem (m/s²)	2.62	2.482	2.553	2.483
RMS - Deslocamento de rolagem (m)	0.036	0.029	0.02996	0.029
RMS - Aceleração do assento (m/s²)	6.095	5.129	5.507	5.079
Número de iterações	n/a	41	38	42

Nesse caso a redução dos picos de deslocamento, apresentada na Figura 6.32, foi a maior, bem como a redução do deslocamento se avaliado o valor RMS, que onde em comparação com o modelo não otimizado obteve uma redução de mais de 10%, auxiliando na redução do tempo gasto para a estabilização da massa suspensa.

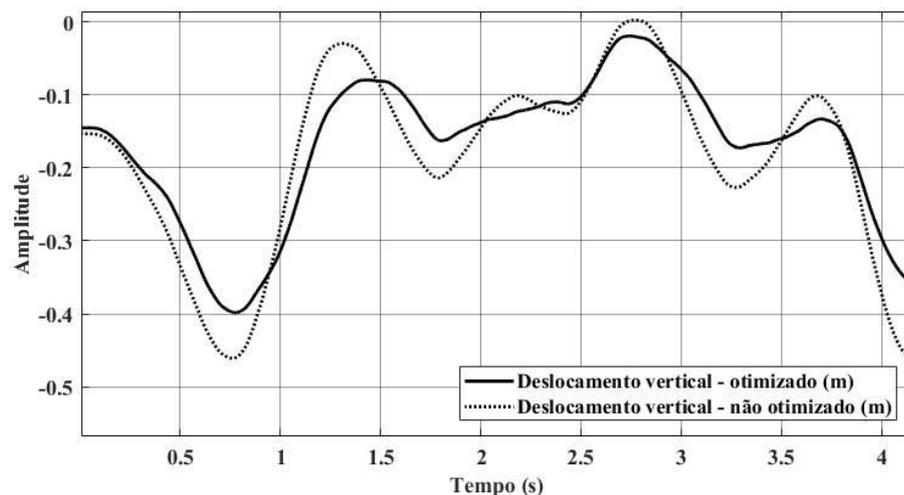


Figura 6.32 – Resposta comparativa dos deslocamentos verticais, otimizado e não otimizado para o grupo 3 - velocidade de 12 m/s.

Já na arfagem, como demonstra a Figura 6.33, ocorreu um grande acréscimo nos seus valores, da mesma forma que o valor RMS. Esse aumento deve-se a não inclusão de uma restrição que relacionasse os limites de arfagem, bem como a distribuição da suspensão que beneficia esse comportamento.

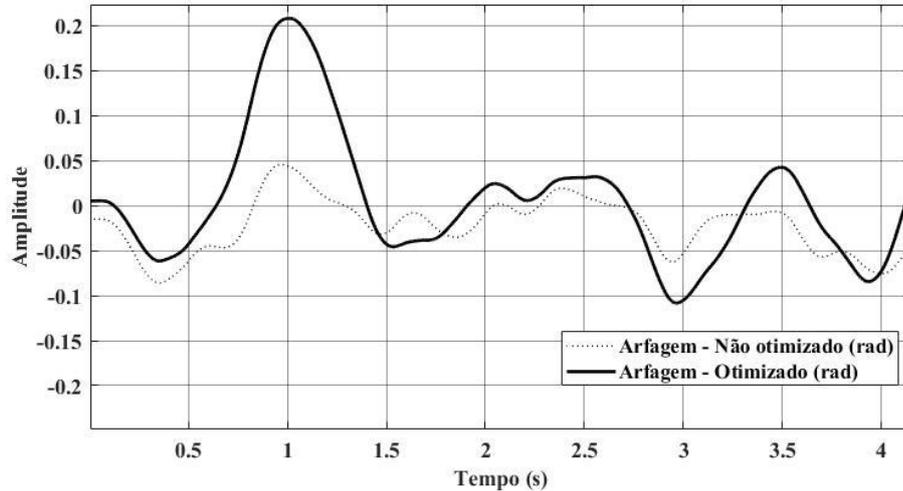


Figura 6.33 – Resposta comparativa dos deslocamentos rotacionais de arfagem, otimizado e não otimizado para o grupo 3 - velocidade de 12 m/s.

Na aceleração vertical, Figura 6.34, também ocorreu uma redução significativa, aproximando-se a 20%, nível próximo da redução se for avaliada a aceleração que o operador sofrerá na região próxima ao assento.

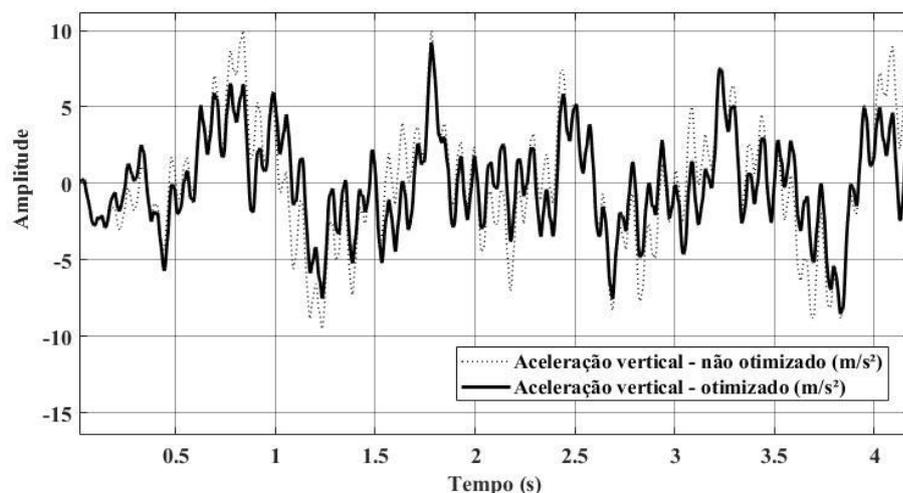


Figura 6.34 – Resposta da comparação das acelerações verticais, otimizada e não otimizada para o grupo 3 - velocidade de 12 m/s.

No caso da avaliação da rolagem, Figura 6.35, percebeu-se também uma redução tanto nos níveis RMS quanto nos picos do deslocamento rotacional.

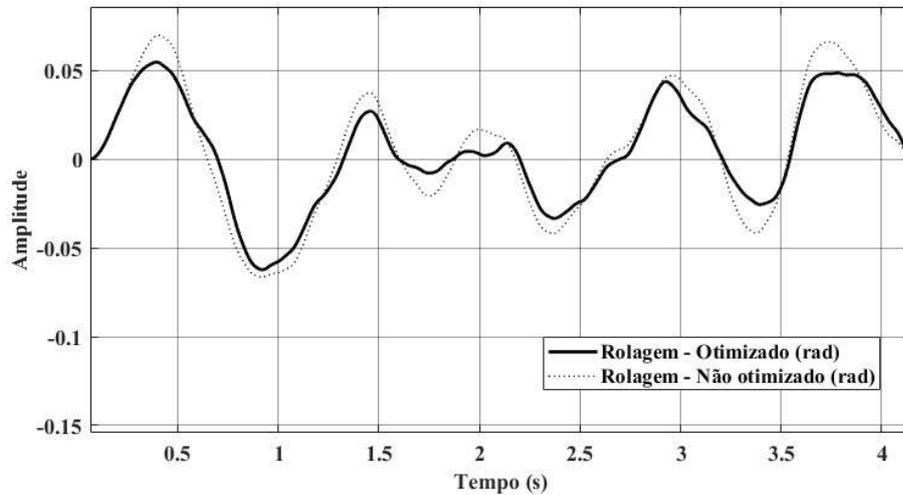


Figura 6.35 – Resposta comparativa dos deslocamentos rotacionais de rolagem, otimizada e não otimizada para o grupo 3 - velocidade de 12 m/s.

Os parâmetros de suspensão, para cada uma das otimizações realizadas, são apresentados na Tabela 6.7.

Tabela 6.7 – Parâmetros de suspensão encontrados para cada um dos tipos de otimização para o grupo 3

Parâmetro	Não otimizado	Otimizado aceleração	Otimizado deslocamentos	Multiobjetivo
c_1	25000	34240	20614	33978
c_2	25000	15753	15059	18933
k_1	320000	159240	358520	154080
k_2	290000	405820	498820	417740

6.8 Comparação entre os grupos de otimização e validação final

Comparando os dados obtidos nas 3 seções anteriores, as quais foram apresentados alguns valores de coeficientes de amortecedores e molas e as respostas de acelerações e deslocamentos resultantes, o caso 3 foi o que apresentou respostas mais consistentes quando se

buscou a sua otimização multiobjetivo, reduzindo os deslocamentos e acelerações verticais, porém ampliando os movimentos de arfagem.

É apresentada uma comparação entre os valores RMS obtidas nas otimizações multiobjetivo através da Tabela 6.8. Essas respostas demonstram que a disposição da suspensão como apresentado pelo grupo 3, onde a primeira e segunda suspensões são iguais, bem como as intermediárias, porém esses dois grupos diferentes entre si, seria uma boa opção para veículos de esteira.

Tabela 6.8 – Comparação entre as respostas obtidas nos grupos de suspensão

	Grupo 1	Grupo 2	Grupo 3
RMS - Sinal (m)	0.157	0.157	0.157
RMS - Aceleração vertical (m/s²)	4.611	3.989	3.572
RMS - Deslocamento vertical (m)	0.237	0.287	0.226
RMS - Aceleração de arfagem (m/s²)	2.643	2.743	2.959
RMS - Deslocamento de arfagem (m)	0.039	0.042	0.072
RMS - Aceleração de rolagem (m/s²)	2.596	2.575	2.483
RMS - Deslocamento de rolagem (m)	0.034	0.038	0.029
RMS - Aceleração do assento (m/s²)	6.05	5.494	5.079
Número de iterações	46	43	42

Nessa seção será desenvolvido um estudo em um terreno mais acidentado, conforme Figura 6.36, gerado novamente pelo McProfile. As velocidades aplicadas ao veículo serão 3 m/s e 12 m/s. A primeira simularia um momento de fuga, sem restringir as acelerações obtidas. O estudo com a menor velocidade objetiva transpor o terreno com menores acelerações, sendo menos danoso aos ocupantes.

Os parâmetros de suspensão utilizados são as respostas dos problemas de otimização multiobjetivo dos grupos 1,2 e 3, por conciliar os dois objetivos principais do trabalho, redução da aceleração vertical e dos deslocamentos verticais e de arfagem. Na análise com a velocidade de 12 m/s observou-se que novamente o modelo otimizado, onde a primeira e a segunda suspensões são iguais, tem uma pequena vantagem perante os outros modelos se avaliado a aceleração, Figura 6.37 e deslocamento vertical, Figura 6.38. O valor RMS obtido para a aceleração é de 16,23 m/s², sendo aproximadamente 10% menor que o valor obtido pelo grupo 2, 14% menor se comparado ao grupo 1 e 18% menor se comparado ao modelo não otimizado. Nos deslocamentos os níveis RMS obtidos na análise do grupo 1 e do grupo 2 ficaram próximos

aos obtidos no modelo não otimizado. Aqui novamente o grupo 3 apresentou redução nos valores RMS, sendo aproximadamente 5% menor. Ao avaliarmos respostas de arfagem e rolagem não se percebe grandes alterações entre os modelos.

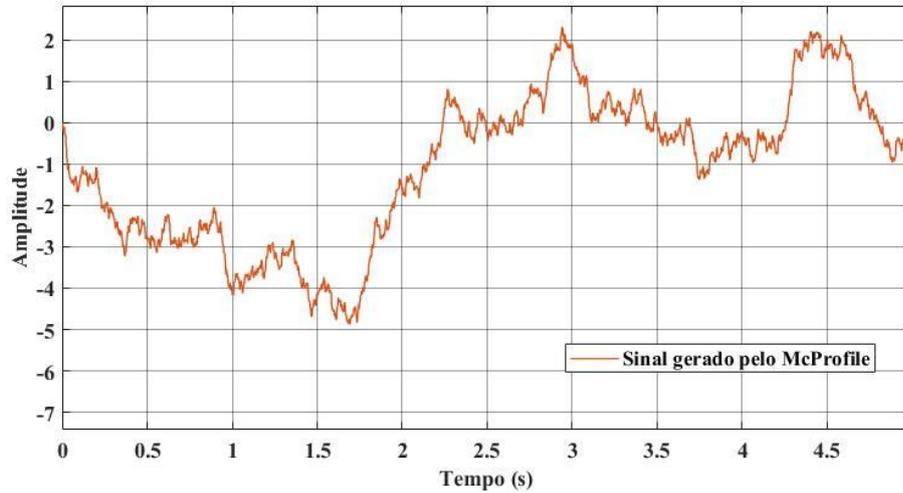


Figura 6.36 – Perfil de estrada com classificação não abrangida pela ISO8608.

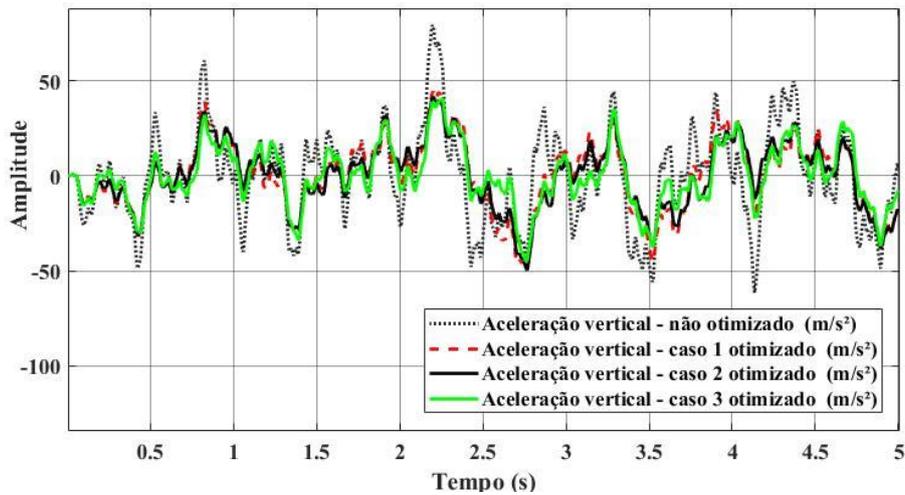


Figura 6.37 – Resposta comparativa acelerações verticais entre os 3 grupos de otimização e o modelo com a suspensão padrão. (Velocidade 12 m/s).

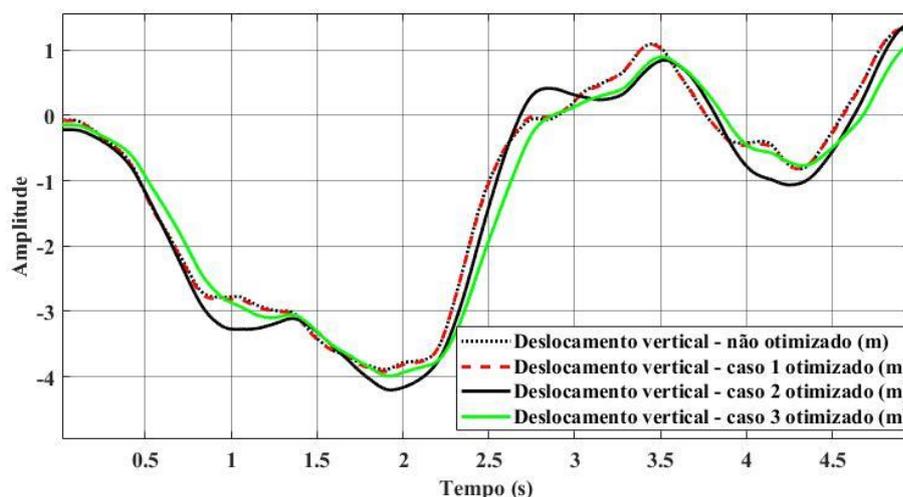


Figura 6.38 – Resposta comparativa dos deslocamentos verticais entre os 3 grupos de otimização e o modelo com a suspensão padrão. (velocidade 12 m/s).

Ao reduzir a velocidade se pôde perceber que todas as respostas, tanto dos grupos de otimização como do modelo não otimizado, se aproximam, não ocorrendo grandes discrepâncias quando avaliados os valores RMS. São apresentadas nas Figuras 6.39 e 6.40 a comparação das acelerações e deslocamentos, consecutivamente, obtidos nas análises. Outro dado importante que pode ser obtido avaliando as Figuras 6.37 e 6.38 em comparação com as Figuras 6.39 e 6.40 é a redução drástica dos níveis de acelerações, algo esperado se avaliada a teoria de dinâmica de veículos, porém importante também do ponto de vista prático. Essa redução demonstra que em terrenos extremamente acidentados é ideal reduzir-se a velocidade a níveis que possibilitem conforto aos operadores.

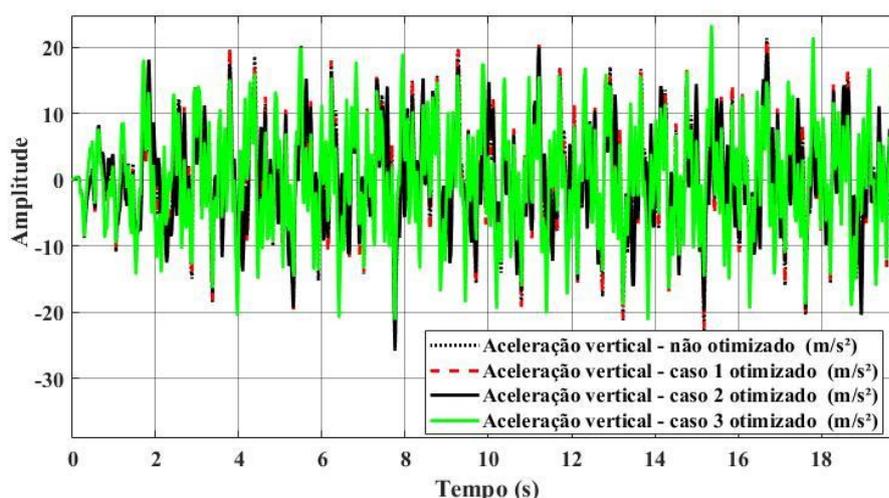


Figura 6.39 – Resposta comparativa acelerações verticais entre os 3 grupos de otimização e o modelo com a suspensão padrão. (velocidade 3 m/s).

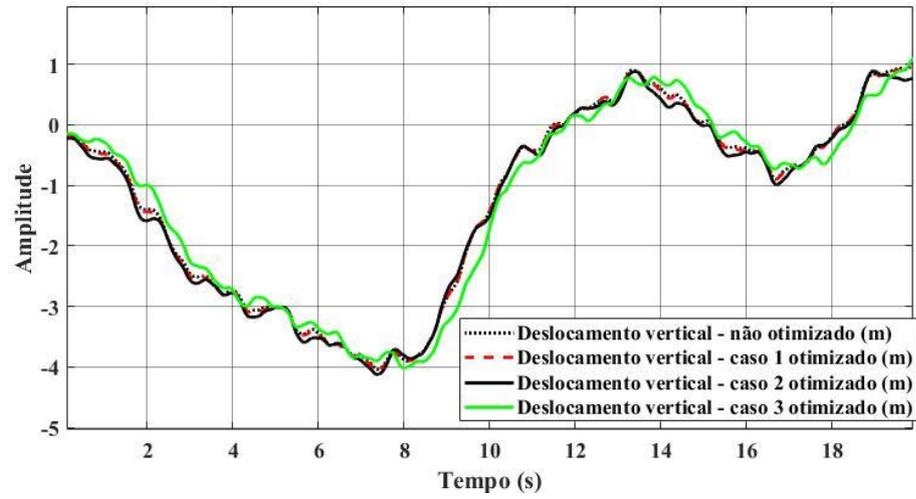


Figura 6.40 – Resposta comparativa dos deslocamentos verticais entre os 3 grupos de otimização e o modelo com a suspensão padrão. (velocidade 3 m/s).

7 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente capítulo apresenta, como conclusões, aspectos gerais que puderam ser observados no desenvolvimento das análises, através dos resultados obtidos. São também apresentadas sugestões para futuras pesquisas que possam ser efetuadas com veículos de esteira.

7.1 Conclusões

O objetivo geral do presente trabalho de dissertação de mestrado foi realizar um estudo da dinâmica vertical de um veículo de esteira com o auxílio de uma ferramenta computacional de simulação de sistema multicorpos desenvolvida em software comercial. Nesse sentido, implementou-se uma metodologia para simulação e análise, que pode ser aplicada para qualquer veículo de esteira.

Com as validações e com a definição das funções objetivo, iniciou-se o desenvolvimento das análises de otimização utilizando algoritmos genético, GA, e programação sequencial quadrática, SQP. Os resultados mostraram que existe margem para a otimização de parâmetros de suspensão. Percebeu-se que através do método SQP, conforme já previsto pela literatura, através da metodologia adotada, somente seria possível resolver o problema do grupo 1, onde todas as suspensões do veículo são iguais. Este método mostrou capacidade de resolver os outros grupos de configuração de suspensão do veículo quando sonegadas as restrições, situação que matematicamente é plausível, porém os resultados obtidos através dessas otimizações são inviáveis de aplicar na prática. Dessa forma, todas as análises foram desenvolvidas através de GA, que se mostrou um método robusto, porém com elevado custo para resolução dos problemas propostos.

Os resultados obtidos demonstram uma maior capacidade do grupo 3, onde $k_1=k_2 \neq k_3=k_4=k_5=k_6$ e $c_1=c_2 \neq c_3=c_4=c_5=c_6$. Percebeu-se tanto graficamente quanto através dos valores RMS, reduções, se comparado aos outros grupos ou ao modelo não otimizado. Nas configurações do grupo 1, onde todas as suspensões são iguais, e do grupo 2, onde $k_1=k_6 \neq k_2=k_3=k_4=k_5$ e $c_1=c_6 \neq c_2=c_3=c_4=c_5$, as respostas se mostraram próximas, o que não justificaria a adoção do grupo 2, pois pode violar critérios de padronização e logística. O que ocorre neste caso é que o grupo 2 contaria com 2 modelos de molas e 2 modelos de amortecedores, dificultando as condições de logística em uma hipótese de batalha. Sabe-se também que poderia

ser alterada a posição geométrica para obtenção de um coeficiente diferente, porém essa hipótese somente seria válida no caso do projeto de um veículo novo, não na adaptação a um espaço já existente. Problema este que afetaria o grupo 3, visto que o mesmo conta com 2 tipos de amortecedor e 2 tipos de mola, porém suas respostas apresentam um ganho significativo no *ride* do veículo.

Outra consideração que pode ser feita através dos resultados obtidos nas otimizações é que, ao buscar a minimização dos deslocamentos da massa suspensa ocorre um acréscimo da rigidez, e o contrário quando o objetivo é minimizar a aceleração, tornando a suspensão menos rígida. Já nas análises multiobjetivo percebeu-se uma tendência a compatibilizar as respostas para objetivos com pontos de ótimo antagônicos.

A partir dos dados obtidos nestas otimizações, percebe-se ainda a capacidade e o potencial da utilização desse tipo de análise acoplada a um modelo multicorpo. Este tipo de modelagem pode acelerar o desenvolvimento de veículos, inclusive de esteiras, assim como reduzir os custos inerentes ao processo. Para isso quanto mais conhecimento prático da aplicação, modelando corretamente tanto variáveis de projeto, como funções objetivo e as restrições, aplicando valores aproximados a condições já validadas, é possível obter respostas mais assertivas e de forma mais ágil.

Nas avaliações em perfil de pista mais acidentado, a uma velocidade de 12 m/s, velocidade limite do veículo, novamente o grupo 3 apresentou resultados melhores que os outros grupos, porém na avaliação com a velocidade de 3 m/s todos os modelos obtiveram respostas próximas. Dessa forma é possível constatar que as magnitudes das acelerações verticais máximas dependem principalmente de velocidade, da altura dos obstáculos e das características da suspensão do veículo.

Uma condição percebida através de todas as análises é a baixa sensibilidade desse modelo de esteira para captar as condições presentes em obstáculos pontuais. Se espera da esteira uma distribuição dos carregamentos posterior ao primeiro impacto, tendo a função, na parte situada entre as rodas de rodagem, similar à de uma “ponte”, ou seja, essa região da esteira é um elo de ligação entre as rodas de rodagem. O que o modelo demonstrou uma boa capacidade em apresentar a característica global da dinâmica do veículo, tendo dificuldade em reproduzir os efeitos da esteira nas rodas próximas ao ponto de contato, principalmente em baixas velocidades com obstáculo único. Isso já era esperado visto que a escolha desse modelo tinha

por objetivo reproduzir alguns efeitos da esteira e simplificar o modelamento do veículo, para obtenção das respostas com baixo custo computacional e de forma rápida.

Outro ponto que merece atenção é a avaliação da importância do desenvolvimento do modelo 3D. As respostas apresentadas constataam que, em se tratando de terrenos muito acidentados, onde não se pode considerar da mesma forma os efeitos dos perfis de terreno na esteira, é imprescindível contar com o modelo tridimensional podendo assim avaliar a influência dos deslocamentos e acelerações de rolagem na dinâmica do veículo. Nas avaliações realizados e nas comparações realizadas no capítulo 6, se percebe valores expressivos de deslocamentos e acelerações de rolagem.

Por fim, o problema da modelagem da dinâmica de veículos de esteira é uma questão complexa, devido a dificuldades na identificação de modelos que representem fielmente o sistema, de todas as variáveis presentes e da baixa quantidade de estudos que apresentem de forma completa os dados. Por se tratar normalmente de desenvolvimentos de governos e serem de interesse da segurança das nações detentoras das tecnologias as informações são de difícil acesso. Porém, apesar das dificuldades encontradas, os objetivos propostos foram resolvidos e as respostas obtidas possibilitam concluir que a metodologia desenvolvida está apta a ser utilizada para aplicações de desenvolvimento de novos veículos ou a melhoria dos veículos existentes, estratégia que o Brasil tem utilizado tanto com o M60 como atualmente com o Leopard 1 A5.

7.2 Recomendações para trabalhos futuros

Embora os objetivos do presente estudo tenham sido atingidos, foram identificados alguns tópicos para futuras pesquisas. Estes incluem as seguintes ideias:

1. A realização de experimentos para coletar dados, em campo, do veículo de interesse.
2. Desenvolvimento de um modelo de esteira que seja capaz de captar as variações para qualquer tipo de terreno. Através dos estudos efetuados, sugere-se uma modelagem de elo por elo da esteira, para que o veículo tenha a sensibilidade necessária para captar as alterações na tensão da esteira e assim reproduzir fielmente seu comportamento e a sua real contribuição para dinâmica do veículo.

3. Avaliação do efeito da pré-tensão da esteira na dinâmica, através de um modelo de esteira elo a elo.
4. Desenvolver um estudo acoplado entre a dinâmica longitudinal e a dinâmica vertical para avaliar outras características da dinâmica do veículo.
5. Refinamento dos espaços de projeto, bem como das funções objetivo e das restrições, para realização das otimizações, buscando informações de mercado ou práticas, que sejam viáveis para aplicações atuais.
6. Avaliação da influência da característica do solo na análise da dinâmica de veículos com esteira.
7. Análises de tecnologias robustas que possam ser aplicadas as suspensões a fim de obter-se um sistema ativo ou semiativo, o que possibilitaria uma compatibilização maior entre as características de conforto e de serviço.
8. Estudo da performance dinâmica de veículos de esteira devido ao impacto ocasionado no momento de um disparo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abbas, W. et al. **Optimal Seat and Suspension Design for a Half-Car With Driver Model Using Genetic Algorithm**. Intelligent Control and Automation. [S.L.]: Scientific Research. 2013. P. 199-205.

Agostinacchio, M.; Ciampa, D.; Olita, S. **The Vibrations Induced by Surface Irregularities in Road Pavements – A Matlab® Approach**. Eur. Transp. Res. Rev. [S.L.]. 2014. (1866-8887).

Antich, R. E. **Comparação de Métodos Genéticos e SQP para Otimização de Resposta em Frequência em Sistemas Vibroacústicos**. UFRGS. Porto Alegre, P. 173. 2011.

Ata, W. G. K. **Intelligent Control of Tracked Vehicle Suspension**. University of Manchester. [S.L.]. 2014.

Ata, W. G.; Oyadiji, S. O. Semi-Active Control of Tracked Vehicle Suspension Incorporating Magnetorheological Dampers. **Vehicle Syst Dyn**, V. 52, P. 969-991, 2014. Issn 10.1080/00423114.2014.909943.

Banerjee, S.; Balamurugan, V.; Krishnakumar, R. **Ride Comfort Analysis of Math Ride Dynamics Model of Full Tracked Vehicle With Trailing Arm Suspension**. 12th International Conference on Vibration Problems. [S.L.]: Elsevier. 2016. P. 1110-1118.

Bekker, M. G. **Theory of Land Locomotion - The Mechanics of Vehicle Mobility**. Birmingham: The University Of Michigan Press, 1956.

Boaretto, J. **Comportamento Estrutural de um Chassi de Semirreboque Submetido a Manobras Relacionadas às Dinâmicas Lateral e Vertical**. Porto Alegre. 2012.

Bryson, R. A. Quantifying Battle Tank Mobility - A Manufacturer's View. **Journal of Terramechanics**, V. 25, P. 57-67, 1988. Issn 0022-4898/8853.00.

Carvalho, S. **Estimativa de Parâmetros de Suspensão Passiva de Veículos Militares Empregando um Modelo de 1/2 Carro**. Instituto Militar de Engenharia. Rio de Janeiro, p. 112. 2015.

Cavalheiro, J. V. S.; Avila, S. M. Estudo Paramétrico de Sistemas de Suspensão Veicular Passiva. **Congresso Nacional de Engenharia Mecânica**, Campina Grande, 18 -21 Agosto 2010. 10.

Choi, E.-H. et al. Optimum Suspension Unit Design for Enhancing the Mobility of Wheeled Armored Vehicles. **Journal of Mechanical Science and Technology**, V. 24, P. 323-330, 2010.

Da Costa, T. N. **Avaliação Numérica e Computacional do Efeito de Incertezas Inerentes a Sistemas Mecânicos**. Universidade Federal De Goiás. Catalão. 2016.

Dhir, A. **Ride Dynamics of High Mobility Wheeled/ Tracked Off-Road Vehicles: Computer Simulation With Field Validation**. Concordia University. Montreal. 1993.

Dhir, A.; Sankar, S. Analytical Track Models for Ride Dynamic Simulation of Tracked Vehicles. **Journal of Terramechanics**, 1994. Pp. 107-138.

Elhami, M.. **Analysis of Off-Road Performance for a Tracked Vehicle**. Advanced Design and Manufacturing Technology. [S.L.]: [S.N.]. 2016. P. 109-119.

Fossati, G. G. **Otimização Multiobjetivo dos Parâmetros do Sistema de Suspensão de um Modelo de Veículo Completo Através de um Algoritmo Meta-Heurístico**. UFRGS. Porto Alegre, P. 151. 2017.

Gillespie, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. [S.L.]: [S.N.], 1992.

Gleason, K. H. **A Mobility Model for Tracked Vehicles**. Oregon State University. [S.L.], P. 157. 1985.

Gundogdu, O. Optimal Seat And Suspension Design for a Quarter Car With Driver Model Using Genetic Algorithms. **Science Direct**, Erzurum, P. 6, Fevereiro 2007.

Heck, V. C. **Um Estudo Sobre Caracterização de Pavimentos Rodoviários para Simulação de Veículos e uma Análise Crítica dos Modelos Quarter Model**. Universidade Federal Do Rio Grande Do Sul. Porto Alegre, P. 24. 2016.

Honlinger, M.; Galuch, U. **Mobility Analysis of a Heavy Off-Road Vehicle Using a Controlled Suspension**. Krauss-Maffei Wegmann. Munich, P. 8.

Honlinger, M.; Glauch, U.; Steger, G. **Modelling and Simulation in the Design Process of Armored Vehicles**. Krauss-Maffei Wegmann. Munich, P. 13.

ISO2631. **Guia para Avaliação da Exposição Humana à Vibrações de Corpo Inteiro**. Int.Organization For Standardization. [S.L.]. 1997.

ISO8608. **Mechanical Vibration –Road Surface Profiles –Reporting of Measured Data**. Int.Organization for Standardization. [S.L.]. 1995.

Izmailov, ; Solodov, M. **Otimização - Métodos Computacionais**. 2. Ed. Rio de Janeiro: Impa, V. 2, 2012.

Izmailov, ; Solodov, M. **Otimização - Condições de Otimalidade, Elementos de Análise Convexa e de Dualidade**. 3. Ed. Rio De Janeiro: Impa, V. 1, 2014.

Kciuk, S.; Mezyk, A.; Mura, G. Modeling of Tracked Vehicle Dynamics. **Journal of Kones Powertrain And Transport**, Warsaw, V. 17, N. 1, P. 223-232, 2010. Issn 10.5604/12314005.1133158.

Le, A. T. **Modelling and Control of Tracked Vehicles**. The University of Sydney. Sydney, P. 222. 1999.

Leal, M. D. F. **Desenvolvimento de uma Metodologia Moderna de Projeto de Veículos**. Ufu. Uberlandia, P. 206. 2007.

Lessem, A. S.; Murphy, J. N. R. **Studies of the Dynamics of Tracked Vehicles**. U. S. Army Material Command. [S.L.]. 1972.

Liang, Y. et al. Optimal Vibration Controller Design for Tracked Vehicle Half-Car Suspension Systems. **Journal of Computational Systems**.

Liang, Y.-J.; Wu, S.-L. Optimal Vibration Control for Tracked Vehicle Suspension Systems. **Hindawi Publishing Corporation**, V. 2013, P. 7, Dez. 2013. Issn 10.1155/2013/178354.

Lobato, F. S.; Da Silva, M. A. Otimização Multiobjetivo Robusta Aplicada para a Preparação de Alvéolos Ósseos Utilizados em Implantes Dentais. **Revista Master**, Araguari, V. 1, P. 92-103, Junho 2016.

Madsen, J.; Heyn, T.; Negrut, D. **Methods for Tracked Vehicle System Modeling and Simulation**. [S.L.]. 2010. (Technical Report 2010-01).

Mahalingam, I.; Padmanabhan, C. P. Planar Multi-Body Dynamics of a Tracked Vehicle Using Imaginary Wheel Model for Tracks. **Defence Science Journal**, Chennai, 4 Julho 2017. 460-464.

Mathworks Inc. **Matlab For Windows User's Guide**. The Math Works Inc. [S.L.]. 2010.

Mathworks Inc. **Simulink® User's Guide**. The Math Works Inc. [S.L.]. 2015.

Mezacasa, N.; Marczak, R. J. **Implementação de Ferramenta para Modelagem da Dinâmica de Veículos de Esteira em Ambiente Multicorpos**. Simea. São Paulo: Blucher Engineering Proceedings. 2017. P. 218-234.

Murphy, Jr, N. R. **Comparison of the Ride And Shock Responses of The M60 Stb And The M60 Hss/Atb Hybrid Tanks**. U. S.Army Engineer Waterways Experiment Station. Vicsburg, P. 43. 1979. (Ada066941).

Murphy, Jr., N. R.; Ahmad, F. H. **Comparison of Measures of Vibration Affecting Occupants of Military Vehicles**. Department of the Army. Vicksburg, P. 85. 1986. (Ad-A178359).

Ogorkiewicz, R. M. **Technology of Tanks**. Coulsdon: Jane'S, V. 1, 1991.

Pavan, L. **Otimizaçãodo Comportamento Dinâmico Lateral e Vertical de um Ônibus Modelado Como Sistema Multicorpo**. UFRGS. Porto Alegre, P. 87. 2015.

Pereira, L. V. **Análise Dinâmica e Otimização do Controle de Vibrações pelo Algoritmo do Regulador Quadrático Linear em um Modelo Veicular Completo sob a Ação de Perfis de Pista**. UFRGS. Porto Alegre, P. 114. 2013.

Pinto, W. O. **Uso de Otimização Sequencial Aproximada em Problemas Uni e Multiobjetivos de Gerenciamento de Reservatórios**. Universidade Federal De Pernambuco. Recife, P. 158. 2014.

Pioli, D.; Marczak, R. J. **Algoritmo e Ferramenta Gráfica para a Geração de Sinais de Pavimentos Rodoviários pelo Método Fractal de Weierstrass Mandelbrot e pela Função Densidade de Potência Espectral**. Xxxv Ibero-Latin American Congress On Computational Methods In Engineering. Fortaleza: [S.N.]. 2014.

Ravishankar, M. K.; Sujatha, C. **Stationary Response of a Military Tracked Vehicle**. 14° International Congress On Sounde & Vibration. Cairns, Australia: [S.N.]. 2007.

Sargento S. Dreifke K., **Centro de Instrução de Blindados General Walter Pires**, Comunicação pessoal, janeiro 2018.

Sattinger, I. J. et al. **Analysis of Suspension System of the M47 Tank by Means of Simulation Techniques**. University Of Michigan. Ypsilanti, P. 60. 1954.

Silva, M. F. **Estratégias de Aproximação para a Otimização**. Universidade Federal De Pernambuco. Recife, P. 120. 2009.

Srinivasa, Y. G. et al. **Active Suspensions for Tracked Vehicles**. Indian Institute of Technology. Chennai, P. 9. 2007.

Sudhakar, D. S. S.; Sonawane, V.; Gupta, R. K. S. Optimization of Vehiclesuspension System Using Genetic Algrithm. **Internacional Jounal of Mechanical Engineering and Technology**, V. 6, N. 2, P. 47-55, Fevereiro 2015.

Teles, M. L.; Gomes, H. M. **Comparação De Algoritmos Genéticos e Programação Quadrática Sequencial para Otimização de Problemas em Engenharia**. Teoria E Prática Na Engenharia Civil. [S.L.]: [S.N.]. 2010. P. 29-39.

U.S. Army Materiel Command. **Engineering Design Handbook. Automotive Series - Automotive Suspension**. Washington: Gpo, 1967.

Uys, P. E.; Els, P. S.; Thoresson, M. **Suspension Settings for Optimal Ride Comfort of Off-Road Vehicles Travelling on Roads With Different Roughness and Speeds.** Department of Mechanical and Aeronautical Engineering - University of Pretoria. Pretoria, P. 27. 2007.

Wang, K. **Dynamic Analysis of a Tracked Snowplowing Vehicle and Assessment of Ride Quality.** Concordia University. Montreal. 1988. (0-612-39481-6).

Wong, J. Y. **Terramechanics and Off-Road Vehicles.** Ottawa: Elsevier, 1989.

Wong, J. Y. **Theory of Ground Vehicles.** 3^a. Ed. Amsterdam: Copyright By John Wiley & Sons, 2001.

Yamakawa, J.; Watanabe, K. A Spatial Motion Analysis Model of Tracked Vehicles With Torsion Bar Type Suspension. **Journal of Terramechanics**, 19 March 2004. 113-126.

Yamashita, M. T. **Projeto e Análise de uma Plataforma Veicular com Lagartas.** USP. São Paulo, P. 152. 2011.