

MINISTÉRIO DA DEFESA
EXÉRCITO BRASILEIRO
DEPARTAMENTO DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA
INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TC MATIAS PELEITAY PINTO

TRAFEGABILIDADE DOS CARROS DE COMBATE
SOBRE LAGARTAS EM SOLO DEFORMÁVEL

Rio de Janeiro
2019

INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA

TC MATIAS MIGUEL PELEITAY PINTO

**TRAFEGABILIDADE DOS CARROS DE COMBATE SOBRE
LAGARTAS EM SOLO DEFORMÁVEL**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica do Instituto Militar de Engenharia, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica.

Orientador:

TC QEM Ricardo Teixeira da Costa Neto – D.Sc.

Rio de Janeiro

2019

c2019

INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA

Praça General Tibúrcio, 80 – Praia Vermelha

Rio de Janeiro – RJ CEP: 22290-270

Este exemplar é de propriedade do Instituto Militar de Engenharia, que poderá incluí-lo em base de dados, armazenar em computador, microfilmear ou adotar qualquer forma de arquivamento.

É permitida a menção, reprodução parcial ou integral e a transmissão entre bibliotecas deste trabalho, sem modificação de seu texto, em qualquer meio que esteja ou venha a ser fixado, para pesquisa acadêmica, comentários e citações, desde que sem finalidade comercial e que seja feita a referência bibliográfica completa.

Os conceitos expressos neste trabalho são de responsabilidade do(s) autor(es) e do(s) orientador(es).

620.1 P381t	<p>Peleitay, Matias Miguel</p> <p>Trafegabilidade dos carros de combate sobre lagartas em solo deformável / Matias Miguel Peleitay; orientado por Ricardo Teixeira da Costa Neto – Rio de Janeiro: Instituto Militar de Engenharia, 2019.</p> <p>128p.: il.</p> <p>Dissertação (Mestrado) – Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2019.</p> <p>1. Curso de Engenharia Mecânica – teses e dissertações. 2. Solo deformável. 3. Dinâmica veicular. I. Costa Neto, Ricardo Teixeira. II. Instituto Militar de Engenharia. III. Título.</p>
----------------	--

INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA

TC MATIAS MIGUEL PELEITAY PINTO

**TRAFEGABILIDADE DO CARRO DE COMBATE COM
LAGARTA EM SOLO DEFORMÁVEL**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica do Instituto Militar de Engenharia, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica.

Orientador: TC Ricardo Teixeira da Costa Neto – D.Sc.



TC RICARDO TEIXEIRA DA COSTA NETO – D.Sc. do IME – Presidente



CEL VICTOR SANTORO SANTIAGO – D.Sc. do IME



MAJ GUSTAVO SIMÃO RODRIGUES – D.Sc. do IME



PROF MAURO SPERANZA NETO – D.Sc. da PUC

Rio de Janeiro

2019

Dedico este trabalho a Julieta, Tomas, Agustina,
Pilar, Justo e a meus pais, Cecilia e Lolo.

AGRADECIMENTOS

À minha esposa Julieta, leal companheira, grande conselheira, que assumiu as responsabilidades familiares com seu esforço pessoal para permitir o meu desenvolvimento profissional.

Aos meus filhos Tomas, Agustina, Pilar e Justo, que com a alegria permanente conseguiram motivar os momentos mais difíceis.

Ao Exército Argentino e Exército Brasileiro por permitir minha capacitação e facilitar esses laços de amizade que contribuem com o aprimoramento de ambas as nações.

Ao meu orientador, TC Ricardo, por sua paciência, apoio incondicional, transferência de conhecimento absoluta e desinteressada, que foi capaz de fornecer confiança e orientação oportuna ao longo de todo o trabalho.

Aos professores e funcionários da Seção de Engenharia Mecânica do IME, pela contribuição permanente ao longo do mestrado.

Aos meus camaradas e amigos que me incentivaram e apoiaram permanentemente.

SUMÁRIO

LISTA DE ILUSTRAÇÕES	8
LISTA DE TABELAS	12
LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS	13
1 INTRODUÇÃO	19
1.1 Motivação	19
1.2 Objetivo	20
1.3 Posicionamento	21
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	23
3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	27
3.1 DINÂMICA LONGITUDINAL	27
3.2 DINÂMICA VERTICAL	28
3.3 FLUXO DE POTÊNCIA	29
3.4 SOLO DEFORMÁVEL	29
3.4.1 Modelo do comportamento dos solos	30
3.4.2 Propriedades dos solos	30
3.4.3 Caracterização do comportamento do solo	30
3.4.4 Resposta do solo	32
3.4.5 Descrição da interação veículo-solo	40
3.4.6 Lagarta rígida	40
3.4.7 Distribuição de pressão	43
3.4.8 Cargas repetitivas	48
3.4.9 Desempenho do veículo	50
3.5 MODELO DO CARRO DE COMBATE	52
3.5.1 Equações da dinâmica longitudinal	54
3.5.2 Equações da dinâmica vertical	58
3.5.3 Entegração dos modelos longitudinal e vertical	67
4 APLICAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO	70
4.1 Parâmetros dos carros de combate	71
4.2 Parâmetro dos solos	72
5 SIMULAÇÕES E RESULTADOS	73
5.1 M113	73
5.1.1 Cargas dinâmicas	73

5.1.2 Cargas repetitivas	74
5.1.3 Incremento da aceleração do veículo	79
5.1.4 Diferentes solos	83
5.1.5 Variações do amortecimento	87
5.2 TAM 2C	90
5.2.1 Cargas repetitivas.....	91
5.2.2 Incremento da aceleração do veículo.....	95
5.2.3 Diferentes solos	98
5.2.4 Variações do amortecimento	102
5.3 TAM 2C VS M113	105
5.4 Considerações do desempenho	109
6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....	111
7 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	114
8 APÊNDICE A	117
9 APÊNDICE B.....	127

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIG 1.1: VC TAM 2C.....	20
FIG 3.1: Esforço de cisalhamento em diferentes agrupamentos de solos.	32
FIG 3.2: Força de tração do carro de combate em diferentes solos.	34
FIG 3.3: Diagrama da iteração lagarta-solo.....	35
FIG 3.4: Força de tração com e sem resistência devida à compactação.....	36
FIG 3.5: Influencia da resistência à terraplanagem no solo rígido e macio.....	38
FIG 3.6: Resistência de arrasto.....	39
FIG 3.7: Incremento da força pela ação da garra da lagarta.....	40
FIG 3.8: Resposta em velocidade variando ângulo (α).....	43
FIG 3.9: Distribuição de pressão uniforme – VBTP M113.....	44
FIG 3.10: Distribuição de pressão senoidal – IS 4	45
FIG 3.11: Distribuição de pressão lineal decrescente SU 152.....	45
FIG 3.12: Distribuição de pressão lineal crescente – Pz2000.....	46
FIG 3.13: Distribuição de pressão senoidal com máxima pressão no centro – Tiger	46
FIG 3.14: Resposta em velocidade - Distintas distribuições de pressão.....	47
FIG 3.15: Força de tração de diferentes distribuições de pressão.....	47
FIG 3.16 Esquema geral do modelo matemático desenvolvido	49
FIG 3.17: Esquema geral do modelo matemático desenvolvido segundo Park.....	50
FIG 3.18: Referencial da norma ISO 4130.....	53
FIG 3.19: Representação dos GDL.....	53
FIG 3.20: Esquema da distribuição de cargas dinâmicas.....	56
FIG 3.21: Vista lateral do modelo adotado.....	58
FIG 3.22: Diagrama de corpo livre da MS.....	61
FIG 3.23: Diagrama de corpo livre da MNS.....	61
FIG 3.24: Diagrama geral do sistema desenvolvido.....	67
FIG 3.25: Esquema geral do subsistema da dinâmica longitudinal.....	68
FIG 3.26: Esquema geral do subsistema da dinâmica vertical.....	68
FIG 3.27: Esquema geral da equação de movimento.....	68
FIG 3.28: Modelo matemático completo.....	69
FIG 3.29: Esquema gráfico do modelo matemático.....	70
FIG 4.1: VBTP M113.....	70

FIG 4.2: VC TAM 2C.....	71
FIG 5.1: Resposta em velocidade do M113 - Argila.....	74
FIG 5.2: Angulo de pitch.....	74
FIG 5.3: Excitação de base das cargas repetitivas.....	75
FIG 5.4: Aceleração do CG.....	76
FIG 5.5: Velocidade do CG.....	76
FIG 5.6: Posição de bounce.....	77
FIG 5.7: Aceleração do pitch.....	77
FIG 5.8: Velocidade do pitch.....	78
FIG 5.9: Posição do pitch.....	78
FIG 5.10: Velocidade do veículo nas duas acelerações.....	79
FIG 5.11: Comparação da aceleração do CG.....	80
FIG 5.12: Comparação da velocidade do CG.....	80
FIG 5.13: Comparação da posição do CG.....	81
FIG 5.14: Comparação da aceleração do pitch.....	82
FIG 5.15: Comparação da velocidade do pitch.....	82
FIG 5.16: Comparação da posição do pitch.....	83
FIG 5.17: Comparação da velocidade do veículo em argila e areia.....	84
FIG 5.18: Comparação da aceleração do CG em argila e areia.....	85
FIG 5.19: Comparação da velocidade do CG em argila e areia.....	85
FIG 5.20: Comparação da posição do CG em argila e areia.....	86
FIG 5.21: Comparação da aceleração do pitch em argila e areia.....	86
FIG 5.22: Comparação da velocidade do pitch em argila e areia.....	87
FIG 5.23: Comparação da posição do pitch em argila e areia.....	87
FIG 5.24: Comparação da aceleração do CG com 5 e 3 amortecedores.....	88
FIG 5.25: Comparação da velocidade do CG com 5 e 3 amortecedores.....	88
FIG 5.26: Comparação da posição do CG com 5 e 3 amortecedores.....	89
FIG 5.27: Comparação da aceleração do pitch com 5 e 3 amortecedores.....	89
FIG 5.28: Comparação da velocidade do pitch com 5 e 3 amortecedores.....	90
FIG 5.29: Comparação da posição do pitch com 5 e 3 amortecedores.....	90
FIG 5.30: Excitação de base das cargas repetitivas – TAM 2C.....	91
FIG 5.31: Resposta em velocidade do TAM 2C - Argila.....	92
FIG 5.32: Aceleração de bounce – TAM 2C.....	92

FIG 5.33: Velocidade de bounce – TAM 2C.....	93
FIG 5.34: Posição de bounce – TAM 2C.....	93
FIG 5.35: Aceleração do pitch – TAM 2C.....	94
FIG 5.36: Velocidade do pitch – TAM 2C.....	94
FIG 5.37: Posição do pitch – TAM 2C.....	94
FIG 5.38: Velocidade do TAM 2C nas duas acelerações.....	95
FIG 5.39: Comparação da aceleração do CG – TAM 2C.....	96
FIG 5.40: Comparação da velocidade do CG – TAM 2C.....	96
FIG 5.41: Comparação da posição do CG – TAM 2C.....	97
FIG 5.42: Comparação da aceleração do pitch – TAM 2C.....	97
FIG 5.43: Comparação da velocidade do pitch – TAM 2C.....	98
FIG 5.44: Comparação da posição do pitch –TAM 2C.....	98
FIG 5.45: Comparação velocidade, argila vs areia –TAM 2C.....	99
FIG 5.46: Comparação da aceleração do CG em argila e areia – TAM 2C.....	100
FIG 5.47: Comparação da velocidade do CG em argila e areia – TAM 2C.....	100
FIG 5.48: Comparação da posição do CG em argila e areia – TAM 2C.....	101
FIG 5.49: Comparação da aceleração do pitch em argila e areia – TAM 2C.....	101
FIG 5.50: Comparação da velocidade do pitch em argila e areia – TAM 2C.....	102
FIG 5.51: Comparação da posição do pitch em argila e areia – TAM 2C.....	102
FIG 5.52: Comparação da aceleração do CG com 6 e 4 amortecedores – TAM 2C	103
FIG 5.53: Comparação da velocidade do CG com 6 e 4 amortecedores – TAM 2C	103
FIG 5.54: Comparação da posição do CG com 6 e 4 amortecedores – TAM 2C.....	104
FIG 5.55: Comparação aceleração do pitch com 6 e 4 amortecedores – TAM 2C...	104
FIG 5.56: Comparação velocidade do pitch com 6 e 4 amortecedores – TAM 2C...	105
FIG 5.57: Comparação da posição do pitch com 6 e 4 amortecedores – TAM 2C...	105
FIG 5.58: Comparação da velocidade do TAM 2C e M113 na argila.....	106
FIG 5.59: Comparação da aceleração do CG do TAM 2C e M113 na argila.....	107
FIG 5.60: Comparação da velocidade do CG do TAM 2C e M113 na argila.....	107
FIG 5.61: Comparação da posição do CG do TAM 2C e M113 na argila.....	108
FIG 5.62: Comparação da aceleração do pitch do TAM 2C e M113 na argila.....	108
FIG 5.63: Comparação da velocidade do pitch do TAM 2C e M113 na argila.....	109
FIG 5.64: Comparação da posição do pitch do TAM 2C e M113 na argila.....	109
FIG 8.1: Bloco dinâmica longitudinal.....	117

FIG 8.2: Bloco pedal.....	118
FIG 8.3: Bloco powertrain.....	118
FIG 8.4: Bloco deslizamento.....	119
FIG 8.5: Bloco parâmetros do solo.....	120
FIG 8.6: Bloco lagarta.....	120
FIG 8.7: Bloco resistência aerodinâmica.....	121
FIG 8.8: Bloco equação de movimento do veículo.....	122
FIG 8.9: Bloco equação de movimento da roda de tração.....	122
FIG 8.10: Bloco dinâmica vertical.....	122
FIG 8.11: Bloco excitação de base.....	123
FIG 8.12: Bloco eixo do veículo.....	123
FIG 8.13: Bloco perfil da roda.....	124
FIG 8.14: Bloco equação de movimento da MNS.....	124
FIG 8.15: Bloco suspensão do eixo.....	125
FIG 8.16: Bloco transformador cinemático.....	125
FIG 8.17: Bloco equações movimento dinâmica vertical.....	126

LISTA DE TABELAS

TAB 3.1: Parâmetros dos solos.....	33
TAB 4.1: Parâmetros dos veículos.....	71
TAB 4.2: Parâmetros dos solos simulados.....	72
TAB 4.3: Resposta da iteração com o solo – M113.....	84
TAB 4.4: Resposta da iteração com o solo – TAM 2C.....	99
TAB 4.5: Resposta da iteração no solo Argiloso – M113 – TAM 2C.....	106

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

ADAMS	Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems.
BDTM	Bekker Derived Terramechanics Model.
CG	Centro de Gravidade do veículo.
DADS	Dynamics Analysis and Design System Software.
GDL	Grau De Liberdade.
IME	Instituto Militar de Engenharia.
ISO	International Organization of Standards.
PMM	Mean Maximum Pressure.
RECURDYN	Software focado na dinâmica de multicorpos.
TAMSE	Tanque Argentino Mediano Sociedad de Estado.
TAM 2C	Tanque Argentino Mediano 2C.
TO	Teatro de Operações.
TPPMVT	Tractive Performance Model for Tracked Vehicles.
VBTP	Viatura Blindada para Transporte de Pessoal.
VC	Veículo de Combate.
WES	Waterways Experiment Station.
A	Área da lagarta.
A_f	Área frontal do veículo.
a_1	Distância do ponto de ancoragem das rodas do rolamento respeito do CG.
a_v	Aceleração do veículo.
a_t	Distância horizontal ao CG.
b	Largura da lagarta.
b_1	Coefficiente de amortecimento da suspensão.
c	Coefficiente de coesão do solo.
C_D	Coefficiente de arrasto aerodinâmico.
Coef DP	Coefficiente Drawbar Pull.
DP	Drawbar Pull.
F_t	Forças de tração.
F_{tg}	Força de tração com garras.
F_{s1}	Força exercida pelo sistema de suspensão.

F_{r1}	Força exercida pela roda de rolamento.
H	Empuxo.
h	Altura da garra.
h_t	Distância vertical ao CG.
I_{yy}	Momento de inercia do carro em relação ao eixo y.
i	Deslizamento.
i_{cx}	Relação de engrenagem da caixa de velocidade.
i_{dif}	Relação de engrenagem do diferencial.
j	Deslocamento do solo embaixo da lagarta.
K	Módulo de deformação de tensões da lagarta para solos minerais.
K_w	Módulo de deformações de tensões da lagarta para solos orgânicos.
K_r	Módulo de deformações de tensões para solos compactos.
K_c	Coefficiente de Terzaghi do coeficiente de coesão do solo.
K_ϕ	Coefficiente de Terzaghi do ângulo de fricção do solo.
K_γ	Coefficiente de Terzaghi da densidade do solo.
k_r	Coefficiente da largura da lagarta.
k_u	Coefficiente de deformação das cargas repetitivas.
k_e	Coefficiente de deformação elástico do solo.
k_p	Coefficiente de deformação plástico do solo.
k_1	Coefficiente de rigidez da suspensão do veículo.
k_r	Coefficiente de rigidez que representa a rigidez da roda de apoio.
L	Comprimento da lagarta.
l	Comprimento da lagarta.
m_{ch}	Massa suspensa.
m_r	Massa não suspensa.
n	Expoente da deformação do solo.
P_d	Drawbar Pull Power.
p	Pressão gerada pelo veículo no solo.
p_u	Pressão quando a recarga começa no solo.
R_c	Resistência devido à compactação do solo.
R_b	Resistência de terraplanagem.
R_l	Resistência de arrasto.
R_{ae}	Resistência aerodinâmica.

r	Raio da roda de tração.
T_{cx}	Torque da caixa.
T_{dif}	Torque do diferencial.
T_m	Torque do motor.
V_v	Velocidade do veículo.
V_t	Velocidade teórica da roda de tração.
V_j	Diferença entre a velocidade do veículo e velocidade teórica da roda de tração
W	Massa do veículo.
w	Velocidade angular da roda de tração.
w_1	Força peso na roda.
w_e	Velocidade angular do motor.
x_l	Distância desde o começo da lagarta ate a posição selecionada.
z	Afundamento.
z_u	Afundamento quando a recarga começa.
z_e	Afundamento do solo no limite elástico.
z_o	Afundamento inicial da lagarta.
z_1	Deslocamento vertical da massa não suspensa.
z_{b1}	Excitação de base que atua na roda de apoio.
α	Inclinação do carro pelo deslocamento da lagarta.
γ	Densidade do solo.
σ	Distribuição de pressão.
\emptyset	Ângulo de fricção interna.
τ	Esforço de cisalhamento.
τ_{max}	Esforço de cisalhamento máximo.
η_m	Eficiência de movimento.
η_s	Eficiência de deslizamento.
η_d	Eficiência de tração.
η_{mec}	Eficiência dos componentes mecânicos do motor.
φ	Ângulo de rolagem (<i>Roll</i>).
θ	Ângulo de arfagem (<i>Pitch</i>).
ψ	Ângulo de guinada (<i>Yaw</i>).
θ	Ângulo da rotação em relação ao eixo y.
$\dot{\theta}$	Velocidade angular em relação ao eixo y.

$\ddot{\theta}$	Aceleração angular em relação ao eixo y.
z	Deslocamento em relação ao eixo z.
\dot{z}	Velocidade de deslocamento em relação ao eixo z.
\ddot{z}	Aceleração do deslocamento em relação ao eixo z.
${}^bT^a$	Matriz de transformação de coordenadas do referencial a para b.
${}^c r_b^a$	Vetor posição do ponto a com respeito a um ponto b no referencial c.

RESUMO

O presente trabalho analisa a resposta da dinâmica veicular de carros de combate com lagartas percorrendo solos homogêneos por meio de um modelo matemático desenvolvido em ambiente MATLAB®/Simulink. É empregada a metodologia do fluxo de potência e aplicada a matriz de vínculos cinemáticos. O modelo apresenta 9 GDL e permite a análise da dinâmica longitudinal e dinâmica vertical simultaneamente.

Em relação à dinâmica longitudinal, é realizada a análise detalhada do sistema de *powertrain* e da teoria do solo, principalmente da iteração solo-lagarta para determinar adequadamente a força de tração. Posteriormente, é analisada a resposta do veículo ao trafegar em diferentes solos, obtendo os valores máximos de velocidade e os parâmetros de desempenho do veículo postulados na bibliografia de Wong.

É analisado o comportamento de cargas repetitivas, a resposta em solos firmes e deformáveis, avaliando o desempenho em solo de areia e de argila. Os movimentos de *bounce* e de *pitch*, e outros parâmetros, são analisados ao longo de cada simulação realizada.

O foco do estudo está nos solos deformáveis e na iteração entre o solo e a lagarta para determinar as forças de tração e resistência que interagem com o carro de combate durante seu deslocamento. O trabalho tem base nas equações de Bekker e na bibliografia de Wong. É estudada a influência da distribuição de pressão na determinação da força de tração por meio da simulação de diferentes distribuições de pressão no mesmo veículo.

Finalmente, o modelo matemático representa adequadamente a resposta do veículo, permite observar como o chassi reage às cargas repetitivas no momento inicial do deslocamento, e as respostas de *bounce* e *pitch* nesse momento, todo em função da velocidade longitudinal.

ABSTRACT

The present paper analyzes the response of the vehicular dynamics of battle tank with track traversing homogeneous soils by means of a mathematical model developed in Matlab® / Simulink environment. The power flow methodology is applied, by using the matrix of kinematic bonds. The model presents 9 DOF (Degrees Of Freedom) and allows the analysis of longitudinal dynamics and vertical dynamics simultaneously.

In relation to the longitudinal dynamics, a detailed analysis of the powertrain system and the soil theory, mainly of the soil-track iteration, is carried out to adequately determine the traction force. Subsequently, the response of the vehicle to traffic in different soils is analyzed, obtaining the maximum speed values and vehicle performance parameters postulated in the Wong's bibliography.

The behavior of repetitive loads, the response over firm and deformable soils evaluating the performance in sand and clay soils, is analyzed. Bounce, pitch and other parameters are analyzed throughout each simulation performed.

The focus of the study is on the deformable soils and the iteration between the ground and the track to determine the traction and resistance forces produced by the vehicle during its displacement. The work is based on the Bekker's equations and Wong's bibliography. The influence of the pressure-sinkage distribution in determining the tractive force is studied by simulating different pressure distributions in the same vehicle.

Finally the mathematical model adequately represents the response of the vehicle, allows to observe how the vehicle chassi reacts to the repetitive loads at the initial moment of the displacement and the bounce and pitch responses at that moment, all in function of the longitudinal velocity.

1 INTRODUÇÃO

Dentro das organizações militares existe uma grande variedade de veículos, cada um com características particulares de acordo com as missões e funções que devem ser desenvolvidas dentro do Teatro de Operações (TO).

Dentre tais veículos, pode-se destacar a viatura com lagarta, que é diferenciado por sua capacidade de movimentar-se em condições de terreno particularmente difíceis, razão pela qual seu projeto é complexo e deve ser perfeitamente estudado para maximizar as vantagens a oferecer. Além disso, a lagarta, por ser um sistema mais complexo, requer processos de melhorias e manutenção mais custosos.

Os terrenos pelos quais esse tipo de veículo deve transitar demandam estudos profundos, pois há casos nos quais é imprevisível determinar se o veículo pode circular livremente ou não. Contudo, o estudo das características do terreno e seu comportamento mecânico facilita a compreensão do que acontece na interação entre o solo e o veículo, e ajuda a identificar melhorias que contribuam em seu desempenho geral.

Com o tempo, muitas técnicas e métodos foram desenvolvidos para prever e avaliar a capacidade dos carros de combate de movimentar-se em diferentes tipos de terreno. Tais métodos ajudam a identificar os parâmetros relevantes a serem considerados, com a finalidade de melhorar a trafegabilidade.

O uso de metodologia de simulação para determinar o desempenho de veículos contribui para minimizar os custos da organização avaliadora de carros de combate. Esses métodos também podem ser usados como indicadores nos processos de seleção de veículos, seja na compra de novos equipamentos, ou na avaliação dos resultados de melhorias realizadas.

1.1 MOTIVAÇÃO

O modelo criado pode ser empregado no futuro como uma ferramenta prática para avaliar o rendimento de carros de combate de lagarta em solos não preparados, assim como facilitar o trabalho dos engenheiros no projeto e otimização dos parâmetros de desempenho do veículo. Também pode ser empregado como teste nos processos de seleção para aquisição de novos carros.

Atualmente o Exército Argentino não possui um modelo matemático que permita avaliar o desempenho de veículos que transitam em diferentes tipos de terrenos, nem o desempenho das características do projeto do veículo. Assim, esse estudo serve ainda para que o Exército Argentino adquira conhecimento necessário na seleção de equipamentos militares.

1.2 OBJETIVO

O objetivo do trabalho proposto é, por meio de um modelo matemático formulado em diagrama de blocos, simular a dinâmica longitudinal e vertical de um carro de combate tipo VC TAM (FIG 1.1), considerando o modelo de lagarta rígida, que trafega por solo macio, e analisar seu desempenho e mobilidade. Para cumprir esse objetivo, é preciso determinar os critérios de trafegabilidade e avaliar a resposta durante a simulação do deslocamento. Para tal, é necessário:

- Modelar a dinâmica longitudinal e vertical do veículo, utilizando a metodologia de fluxo de potência aplicada a sistemas multicorpos na área veicular, conforme COSTA NETO (2008).
- Modelar a lagarta rígida, para representar o modelo de distribuição de pressão uniforme.
- Representar outros tipos de distribuição de pressão.
- Definir as equações que representam a interação veículo-solo.
- Definir os parâmetros de mobilidade e modelar as equações do sistema.
- Realizar simulação computacional para verificar o comportamento do carro de combate.
- Realizar avaliação e comparação com a bibliografia pesquisada.



FIG 1.1: VC TAM 2C.

1.3 POSICIONAMENTO

Os trabalhos mencionados a seguir foram desenvolvidos no IME sob a coordenação do professor orientador e outros professores da seção de ensino da área de estudo da Dinâmica Veicular.

COSTA NETO, R. T. Modelo do tipo de veículo 4WS usando transformadores cinemáticos. Dissertação de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2001.

CARVALHO, M. S. Estimativa de parâmetros de suspensão passiva de veículos militares que usam um modelo de 1/2 carro. Dissertação de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2015.

LOPES, E. D. R. Análise do comportamento dinâmico de um veículo leve 4x4 com sistemas de controle de tração. Dissertação de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2015.

PERALTA, A. O. Análise do conforto na VBTP 6 × 6 “GUARANI” usando estimativa de parâmetro e o método de fluxo de potência. Dissertação de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2017.

CAMPOS, C. G. Análise da dinâmica vertical da Viatura Blindada de Transporte de Pessoal – média em rodas 6x6. Dissertação de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2018.

OLIVEIRA, A. N de. Estimativa de parâmetros e análise da dinâmica vertical de um veículo militar 8WD. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2018.

Com relação à modelagem e simulação de sistemas mecânicos, existem inúmeros pacotes de software comercialmente disponíveis, sendo os mais importantes, DADS, RECURDYN, e ADAMS. No caso do ADAMS, o software é capaz de modelar e simular muitas configurações diferentes de veículos, é robusto, e mostrou ser preciso quando usado corretamente.

O presente trabalho analisa a resposta da dinâmica longitudinal e vertical em forma simultânea sendo que os trabalhos mencionados anteriormente realizam o estudo de cada dinâmica em forma isolada.

É importante ressaltar que na resposta da dinâmica longitudinal, para determinar a força de tração, a resistência de compactação e a resistência de terraplanagem é considerado o comportamento da lagarta rígida, sendo que na determinação dos esforços

verticais, a lagarta, é considerada como si fosse flexível permitindo identificar os afundamentos de cada roda por causa das cargas repetitivas e estudar a resposta da suspensão do veículo.

Os solos estudados são areia (*dry sand*) e argila (*clay*). Os parâmetros mecânicos desse solos são àquelas disponíveis da literatura, por conta de não dispor dos dados de solos da região que permitam obter resultados consistentes.

Na bibliografia de WONG (2010) há um estudo da lagarta flexível, mas após de intentar replicar as condições de simulação e a metodologia apresentado no livro, não foi possível replicar os resultados, além de não dispor de toda a informação necessária para completar o estudo.

Neste trabalho, o modelo matemático é apresentado no software de uso habitual de alunos de engenharia sendo de fácil emprego. Os resultados são simples, mas permitem identificar as respostas do veículo e de seus sistemas nas diferentes situações, e permite adotar resoluções para melhores o aperfeiçoamento das características do projeto do veículo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Análise de livros, dissertações de mestrado, teses de doutorado, artigos publicados em revistas da área, entre outras fontes, são utilizadas para a fundamentação teórica e para a comparação dos resultados do modelo de simulação numérica. Os trabalhos mais importantes empregados como referências bibliográficas são os seguintes:

JANARTHANAN, CHANDRAMOULI e SUJATHA (2012) apresentam um modelo de simulação para a análise transitória da dinâmica longitudinal de um carro de combate pesado. O modelo do *powertrain* é realizado por meio da ferramenta MATLAB®/Simulink®, e os componentes que o integram são: motor, conversor de torque, caixa de transmissão e diferencial. Os autores aplicam a teoria do fluxo de potência. Para definir o torque do motor, empregam o mapa de desempenho em regime permanente. Em relação a solos macios, não são utilizados os parâmetros característicos do solo, apenas é mencionada a relação de afundamento e pressão, mas é definido um valor de atrito para diferenciar solos rígidos de solos macios. O modelo é validado com dados obtidos experimentalmente. Como resultado, o modelo permite obter a aceleração do veículo e o desempenho de frenagem em solo rígido e macio.

PARK, CHANG e LEE (2008) apresentam um modelo matemático para determinar a relação mecânica entre as características do solo e os fatores de projeto do carro de combate, bem como prever o desempenho de tração em terreno macio. O modelo é chamado *Tractive Performance Model for Tracked Vehicles* (TPPMVT). Eles entendem a lagarta como flexível e consideram a relação entre pressão de afundamento, os parâmetros característicos do solo, a tensão inicial da lagarta, as cargas repetitivas e os parâmetros do projeto do veículo, incluindo o número de rodas de apoio. O modelo é validado por meio de ensaios de tração, nos quais a resposta de tração e deslizamento é avaliada. Os testes de validação consistiram em variação do peso do veículo, da tensão inicial da lagarta e dos números de rodas.

OKELLO, WATANY e CROLLA (1998) apresentam um modelo que permite determinar o desempenho de tração de uma lagarta de borracha (ou flexível) em solo mole e prever a distribuição de pressão sob a lagarta. É levada em consideração a aplicação das cargas repetitivas produzidas pelo veículo. Também para determinar a resposta do solo, eles empregam parâmetros obtidos experimentalmente. Isso mostra que o coeficiente de tração em relação à curva de deslizamento reflete as mesmas

tendências que as curvas de tensão de cisalhamento em relação ao deslocamento sob as mesmas condições de solo.

LAUGHERY, GERHART e GOETZ (1990) apresentam a metodologia para comparar as características de mobilidade de robôs com diferentes sistemas de locomoção (roda e lagarta), e para diferentes tamanhos, pesos e condições do terreno. Sugere o uso do *Bekker Derived Terramechanics Model* (BDTM) como uma ferramenta analítica para avaliar a mobilidade de veículos *off road*. O BDTM é apresentado em formato de planilha eletrônica para comparar as características de mobilidade do robô de roda e de lagarta, em diferentes condições do terreno. Também explica que o BDTM é um modelo linear de 1ª ordem, que ignora a não-linearidade das iterações dinâmicas entre o veículo e o terreno. No entanto, eles analisam os três parâmetros essenciais da mobilidade: tamanho, peso do veículo e pressão no solo. Esse modelo fornece como resultado as forças de tração, o afundamento, a força de *Drawbar Pull (DP)* e o coeficiente de tração.

GARBER e WONG (1981) apresentam um método analítico que permite prever a distribuição da pressão sob a lagarta em condições estáticas. Para isso, eles consideram as características do projeto de todo o sistema de suspensão, incluindo a lagarta, o sistema de suspensão e o dispositivo de tensão. São também considerados os parâmetros mecânicos do terreno. O método empregado pelos autores fornece uma medida quantitativa de como os parâmetros do projeto e as características do terreno influenciam na distribuição da pressão sobre o solo.

KABBANI *et al.* (2013) abordam o problema de determinar a velocidade máxima de veículos terrestres não tripulados atravessando complexos terrenos acidentados e heterogêneos. A velocidade máxima é calculada com base na avaliação do terreno e as características do veículo. O sistema proposto permite ao veículo alterar a sua velocidade e, independentemente, deslocar-se em terrenos com características diferentes (por exemplo, pavimento, rocha) de forma segura. Nesse trabalho é apresentado um modelo geral de veículo. Os resultados da simulação obtidos em veículos reais (por exemplo, o carro de combate Leopard 1) mostraram uma melhora significativa na capacidade do veículo de atravessar terrenos difíceis à medida que o número de rodas de apoio aumenta. No entanto, essa melhoria é limitada por restrições geométricas (espaço limitado para rodas) e pela velocidade máxima do veículo. Finalmente demonstraram a consistência da abordagem proposta. Portanto, ele pode ser usado no processo de

projeto de um veículo *off road* para otimizar o número de rodas, dimensões e potência do veículo.

PARK (2004) executa uma análise da dinâmica vertical simulando um veículo pesado durante a operação *off road*. Emprega o modelo de $\frac{1}{4}$ carro, mas postula três diferentes tipos de equações e compara os resultados para identificar o mais adequado. Durante o deslocamento do veículo, o perfil arbitrário do piso que simula a aspereza do solo é uma entrada de excitação vertical para o sistema. Aplica a relação de pressão-afundamento de Bekker para modelar o comportamento do terreno. O autor postula também que a deformação do solo sob a roda atua como uma mola não linear durante o movimento do veículo e influencia sua vibração. O principal objetivo do trabalho é investigar a influência da deformação do solo na vibração do veículo, enquanto vários perfis superficiais são aplicados ao modelo de solo.

VEIRA (1986) problematiza a iteração solo-lagarta por meio da aplicação de conceitos teóricos da mecânica do solo e procura mostrar a complexidade crescente ao considerar o comportamento da lagarta flexível.

DWYER, OKELLO E SCARLETT (1993) descrevem dois modelos matemáticos para prever o desempenho da tração de uma lagarta de borracha. Inicialmente assume que a lagarta é infinitamente rígida, e posteriormente assume a lagarta como infinitamente flexível. As previsões de desempenho realizadas com ambos os modelos são comparadas com os dados de campo obtidos experimentalmente em um veículo de teste especial. As medições realizadas com a unidade experimental de borracha no veículo de teste especial mostram que o comprimento da área de contato com o solo é o fator mais importante que afeta o desempenho de tração. A distribuição da pressão na área de contato com o solo também é importante, mas a tensão da lagarta não é importante dentro da faixa de valores e condições de campo investigadas. O autor faz uma proposta de incrementar estudos sob a tensão da lagarta. Os resultados dos testes comparativos entre um veículo com esteiras de borracha e um trator com tração nas quatro rodas mostram vantagens em favor das esteiras de borracha.

ATA E OYADIJI (2014) realizam uma investigação teórica sobre o efeito de várias configurações de suspensão no desempenho de um veículo de lagarta em terrenos acidentados. O desempenho desejado é baseado no conforto da marcha. Os autores usam um processo de otimização para diferentes quantidades e posições dos amortecedores e sob diferentes condições e velocidades do veículo. O autor demonstra que para um modelo de $\frac{1}{2}$ carro de cinco rodas de apoio de um veículo sobre lagartas, o

número máximo de amortecedores que podem ser utilizados para o melhor conforto na condução em estradas irregulares é de três, com os amortecedores localizados nas posições das rodas 1 , 2 e 5 de um M113.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para entender o comportamento dinâmico da viatura, é necessário estudar a dinâmica veicular do carro de combate. Essa dinâmica é dividida em três áreas, a saber: longitudinal; vertical; e lateral (GILLESPIE, 1992; JAZAR, 2010). Dado que o estudo compreende o processo de aceleração e a resposta de *bounce* e de *pitch* do chassi da viatura, será abordada a dinâmica longitudinal e a dinâmica vertical.

3.1 DINÂMICA LONGITUDINAL

Na dinâmica veicular, a dinâmica longitudinal é responsável pelo estudo da aceleração e frenagem do veículo, por meio da análise das forças que interagem com ele. A força responsável pelo movimento do veículo é chamada de força de tração e se origina no motor (JAZAR, 2010). Ele produz um torque que percorre toda a cadeia cinemática do sistema de transmissão até atingir a lagarta. Na lagarta, por meio da interação veículo-solo, surge a força de tração do veículo (BEKKER, 1956). Na mesma direção longitudinal, mas se opondo ao movimento do veículo, devem ser consideradas as resistências ao movimento. Essas podem ser internas, isto é, relacionadas com o desempenho da corrente cinemática do próprio veículo, ou podem ser externas, que são produzidas pelo entorno no qual o veículo se move. As resistências externas que podem agir são a resistência aerodinâmica, a resistência à rampa e as resistências produzidas pela interação com o solo no qual o veículo se movimenta. Por sua vez, essas últimas são a resistência à compactação, a resistência de terraplanagem e a resistência ao arrasto, além da resistência “ventre” que aparecerá dependendo da condição de afundamento do veículo (WONG, 2010).

Para determinar a aceleração final do veículo, a 2ª Lei de Newton é aplicada depois da obtenção da resultante entre a força de tração e as resistências que se opõem ao movimento. Essa influência resultante no veículo causa o efeito de aceleração, que permitirá determinar a velocidade do carro de combate.

3.2 DINÂMICA VERTICAL

Na dinâmica veicular, a dinâmica vertical é responsável pelo estudo do *bounce*, *roll* e *pitch* da massa suspensa do veículo. Além disso, “O objetivo da dinâmica vertical é a adequação da suspensão de forma de proporcionar o amortecimento dos movimentos do chassi para garantir o conforto na condução, com o mínimo esforço de carga.” (RILL, 2012 *apud* CAMPOS, p. 49).

O projeto adequado da suspensão é importante para obter o melhor desempenho do veículo e para se adequar a cada condição de solo. Segundo o *Engineering Design Handbook – AMCP 706-356* (1997, p. 1–4): “Os choques e vibrações provocados pelo solo afetam todos os componentes do veículo, bem como sua carga, passageiros e tripulação, e são provavelmente a área mais problemática em todo o campo do projeto de veículos. Não só os componentes da suspensão devem ser fortes e suficientemente robustos para resistir às batidas a que estão sujeitos, mas devem ser capazes de atenuar os choques a um nível aceitável para o resto do veículo e seus ocupantes”.

Por tanto, segundo afirmam Carvalho *et al.* (2015), “O sistema de suspensão interliga a massa suspensa (chassi) a massa não suspensa (rodas e eixos) e atua como um filtro de oscilações. Os efeitos dessas oscilações sobre o chassi e os eixos podem ser analisados observando a amplitude de resposta às forças atuantes no sistema, os deslocamentos, as velocidades, as acelerações, a deflexão da mola da suspensão e a deflexão dos pneus.” (FERREIRA, 2003; GILLESPIE, 1992; WONG, 2001).

Para este estudo, que tem foco nos viaturas blindadas, é preciso considerar que “Em veículos militares sobre lagartas 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.” (ATA e OYADIJI, 2014 *apud* CARVALHO, 2015, p. 17).

Pelo mencionado anteriormente é de suma importância o estudo da dinâmica vertical para minimizar as consequências dos choques e vibrações a que são expostos os componentes da suspensão e tripulantes dos veículos. Além disso, no caso das viaturas, é incrementado pela tendência de trafegar “*off road*”.

3.3 FLUXO DE POTÊNCIA

Este trabalho é desenvolvido a partir da perspectiva do fluxo de potência. Segundo explica COSTA NETO (2008), os sistemas clássicos da mecânica podem ser estudados pela abordagem de fluxo de potência, ao supô-lo como uma estrutura modular, onde a massa é considerada como um corpo rígido, e molas e amortecedores como elementos complacentes. Se o corpo é submetida a um esforço, por conseguinte sua quantidade de movimento se altera, tendo então como entrada um esforço e como saída uma velocidade. Pelo fato de serem subsistemas que associam esforços a velocidades, os elementos complacentes têm velocidades como entradas e esforços como saídas.

Por hipótese, a condição de conservação de potência permite que as relações cinemáticas definam o comportamento dinâmico do sistema analisado, uma vez que, por onde a velocidade flui, o esforço flui, mas em sentido contrário. Nesse tipo de equacionamento, as variáveis de entrada e saída indicam o fluxo de energia entre os elementos de todo o sistema. Essa abordagem também utiliza conceitos de metodologia de transformadores cinemáticos, para qual a partir da definição da configuração geométrica dos mecanismos em estudo, encontram-se as matrizes que representam os vínculos cinemáticos entre seus elementos.

Na teoria do fluxo de potência, aplica-se os princípios de causa e efeito e conservação de energia, permitindo resolver problemas dinâmicos complexos e tratá-los em subsistemas mais simples, com a finalidade de facilitar a compreensão de cada um deles e, finalmente, integrá-los para obter a solução real do problema dinâmico complexo (LIMA SPINOLA, 2009).

3.4 SOLO DEFORMÁVEL

O desempenho de veículos em solos deformáveis é um problema central na mobilidade de veículos, para o qual o estudo da interação veículo-terreno deve ser desenvolvido segundo as características de tração (WONG, 2010).

Em termos de antecedentes históricos, M. G. Bekker pode ser considerado como o pioneiro nos estudos da mecânica de solo baseado em seus estudos aplicados em relação aos veículos. As ideias de Bekker foram exibidas em três obras clássicas intituladas “*Theory of the land locomotion*” (1956), “*Off-the-road Locomotion*” (1960), “*Introduction to terrain-vehicle systems*” (1968), (MURO, 2005).

3.4.1 MODELO DO COMPORTAMENTO DOS SOLOS

Em geral, existem duas abordagens para modelar a resposta do terreno. Uma abordagem é considerá-lo como um meio elástico, onde encontram-se aplicações no estudo da compactação do solo e na determinação dos danos causados pelo tráfego de veículos. Na outra abordagem considera-se o terreno com comportamento perfeitamente plástico. É na teoria do equilíbrio plástico, onde Bekker encontrou aplicação na determinação da tração máxima desenvolvida pelos veículos. (WONG, 2010)

3.4.2 PROPRIEDADES DOS SOLOS

Para realizar estudos de mobilidade e prever o desempenho de veículos, foram utilizados diferentes métodos. Entre eles pode-se citar o método do índice de cone totalmente empírico, desenvolvido na *Waterways Experiment Station* (WES) na Segunda Guerra Mundial, que permite calcular o índice de mobilidade por meio de uma equação empírica. Outro método empírico foi proposto por Rowland. Baseia-se na Pressão Média Máxima (PMM) do veículo e é definido como o valor médio dos valores máximos de pressão produzidos em todas as rodas de apoio (WONG, 2001). Neste método, é definido um valor máximo da PMM que o solo poderia suportar, e comparando os valores de cada veículo em relação com o valor permitido pelo solo, pode-se estimar a possibilidade de trafegar ou não nesse terreno.

Além disso, existem os métodos de análise paramétrica, que são baseados nas medições da resposta do terreno sob condições de cargas semelhantes às exercidas por um veículo e na análise detalhada da mecânica da interação veículo-solo. (WONG, 2001). Uma das técnicas mais conhecidas para o estudo do terreno é a desenvolvida por Bekker, chamada técnica de *bevameter*.

3.4.3 CARACTERIZAÇÃO DO COMPORTAMENTO DO SOLO

Para caracterizar o comportamento do solo, é necessário estabelecer as relações funcionais que permitem uma descrição realista das respostas do terreno a diferentes tipos de cargas (WONG, 2010). Essas relações são tensão-deformação, pressão-afundamento, cisalhamento-deslocamento, e foram definidas após uma série de testes e formulações matemáticas.

As respostas do terreno às ações cisalhantes que a lagarta exerce no solo durante o processo de aceleração traduzem-se em força de tração e deslizamento do solo ao superar a capacidade resistente deste último, que por sua vez dependerá essencialmente de suas propriedades mecânicas. Conforme o tipo, a estrutura e as condições do terreno, diferentes funções matemáticas são usadas para caracterizar a relação pressão-afundamento (WONG, 2010). Deve-se notar que existem equações que permitem representar o comportamento da tensão de cisalhamento nessas condições. Essas equações foram obtidas após uma série de testes que permitiram sua parametrização para analisar o comportamento do terreno, e representam sua resposta ao cisalhamento em função da carga aplicada. Podemos classificá-los em 3 agrupamentos, os correspondentes a solos homogêneos ou minerais (EQ 3.1), classificação usada para areia solta, argila saturada, neve fresca seca e a maioria dos solos, onde o esforço de cisalhamento (τ) é calculado em função dos seguintes parâmetros: deslocamento do solo embaixo da lagarta (j), módulo de elasticidade do solo (K), coeficiente de coesão do solo (c), ângulo de fricção interna (Φ) e distribuição de pressão no solo (σ).

$$\tau = (c + \sigma \tan \Phi) * \left(1 - e^{-\frac{j}{K}}\right) \quad (3.1)$$

O segundo agrupamento de solos são aqueles que correspondem ao tipo orgânico-*Muskeg* (EQ 3.2) que se apresentam como uma esteira de vegetação viva na superfície e turfa saturada sob ela, onde o esforço de cisalhamento τ é calculado em função do deslocamento do solo j , do módulo de elasticidade para solos orgânicos K_w , e da tensão máxima de cisalhamento τ_{max} .

$$\tau = \tau_{max} \left(\frac{j}{K_w}\right) \exp\left(1 - \frac{j}{K_w}\right) \quad (3.2)$$

Finalmente, o terceiro agrupamento de solos correspondentes à neve compacta, que são os solos compreendidos por areia compacta, limo e marga, e neve congelada (EQ 3.3), onde o esforço de cisalhamento τ esta é calculado em função da relação entre o deslocamento do solo j e o módulo de deformações de tensão de solos orgânicos, K_w .

Também estão na equação o módulo de deformação de tensões do solo compacto, K_r , e a tensão máxima de cisalhamento, τ_{max} .

$$\tau = \tau_{max} K_r \left\{ 1 + \left[\frac{1}{\left(K_r \left(1 - \frac{1}{e} \right) \right)} - 1 \right] \exp \left(1 - \frac{j}{K_w} \right) \right\} \left[1 - \exp \left(\frac{-j}{K_w} \right) \right] \quad (3.3)$$

Na FIG 3.1 pode-se observar o esforço de cisalhamento τ de uma lagarta em função do deslocamento do solo j em cada um dos agrupamentos de solos.

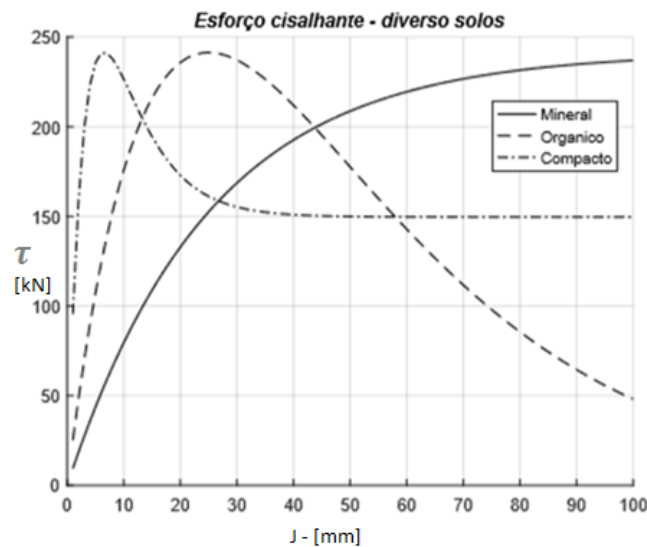


FIG 3.1: Esforço de cisalhamento em diferentes agrupamentos de solos.

No modelo matemático desenvolvido nesta dissertação podem ser usados esses três tipos de terreno, sendo possível avaliar o comportamento da força de tração em cada um desses agrupamentos.

O agrupamento correspondente a solos homogêneos foi incluído no modelo matemático desenvolvido, onde as diferentes respostas serão consideradas para as futuras simulações.

3.4.4 RESPOSTA DO SOLO

Os solos da TAB 3.1 são utilizados ao longo da fundamentação teórica.

TAB 3.1: Parâmetros dos solos (WONG, 2001).

ORDEM	TIPO DE SOLO	n	K_c	K_ϕ	c	ϕ
1	Argila pesada	0,1	1,18	103,27	20,69	6°
2	Argila magra	0,2	16,43	1724,6	68,95	20°
3	Neve – Usa	1,6	4,37	196,72	1,03	19.7°
4	Argila clássica	1,0	20,68	814,3	3,45	11°
5	Areia Lete	0,8	102	5301	1,3	31.1°
6	Dry sand	1,1	0,99	1528,43	1,04	28°

As equações que representam as forças de tração (EQ 3.4) e a resistência ao movimento produto da compactação do solo (EQ 3.5) que precedem o movimento do carro de combate foram modeladas e validadas.

$$F_{max} = (A * c) + (W * \tan \phi) \quad (3.4)$$

$$R_c = \frac{b}{(n + 1) * \left(\frac{K_c}{b} + K_\phi\right)^{(1/n)}} * \left(\frac{W}{bl}\right)^{\left(\frac{n+1}{n}\right)} \quad (3.5)$$

O esforço de tração de uma lagarta é produzido pelo esforço de cisalhamento do terreno. A Força máxima de tração (F_{max}) que pode ser desenvolvida por uma lagarta é determinada pelo esforço de cisalhamento máximo do terreno, pela área A de contato da lagarta, pelo peso W que produz a carga normal, pela coesão do solo c e pelo ângulo de fricção interna do terreno, ϕ . Em terrenos onde predomina o atrito interno, como areia seca, a coesão do solo c é insignificante; a força de tração máxima, portanto, depende praticamente do peso do veículo (WONG, 2010).

Na FIG 3.2 é representado o desempenho de um veículo de peso W e área de contato A em todas as simulações. É aplicada a equação EQ 3.5 com os parâmetros dos solos apresentados na TAB 3.1, para determinar a F_{max} da lagarta. Observa-se que dependendo do solo e de seus parâmetros, é possível obter diferentes valores máximos:

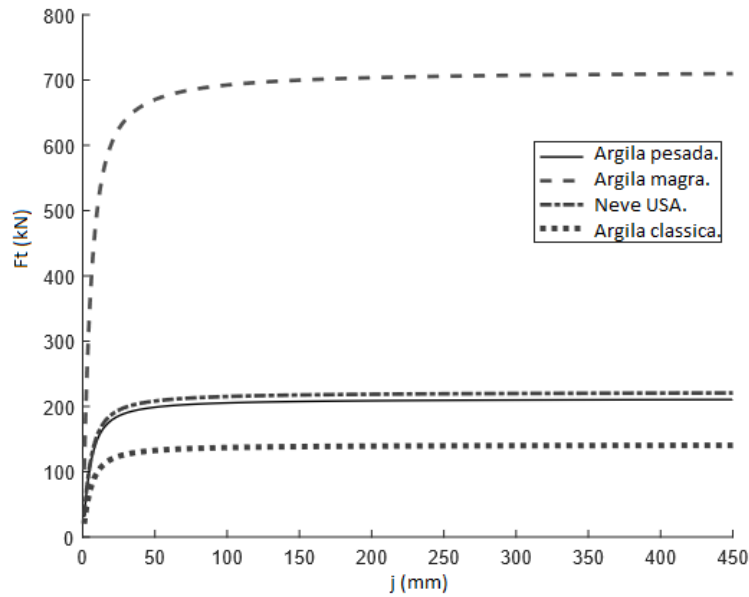


FIG 3.2: Força de tração do carro de combate em diferentes solos.

A EQ 3.5 determina a F_{max} , sendo ainda necessário determinar a variação do empuxo (H) em função do deslizamento da lagarta no solo. Portanto é preciso observar o que acontece na superfície de contato da lagarta. O deslocamento por cisalhamento horizontal j aumenta ao longo do comprimento de contato, e alcança o valor máximo ao final da área de contato da lagarta (WONG, 2001). Assim, primeiramente calcula-se o deslizamento da lagarta, i , usando a EQ 3.6:

$$i = 1 - \frac{V_v}{r * \omega} = 1 - \frac{V_v}{V_t} = \frac{V_t - V_v}{V_t} = \frac{V_j}{V_t} \quad (3.6)$$

Onde V_v é a velocidade absoluta da lagarta, r e ω são, o raio e a velocidade angular da roda de tração, respectivamente. V_t é a velocidade teórica, e V_j a velocidade de deslizamento da lagarta.

O deslocamento de cisalhamento da lagarta j , (ou a máxima distorção do solo), aumenta linearmente desde o início até o final da área de contato da lagarta, (WONG, 2001) e é determinado pela EQ 3.7:

$$j = V_j * t \quad (3.7)$$

Lembrando que $t = \frac{x}{V_t}$, então:

$$j = \frac{V_j * x_l}{V_t} = i * x_l \quad (3.8)$$

Na EQ 3.7 e na EQ 3.8, V_j é a diferença entre a velocidade real da lagarta e sua velocidade teórica (V_t); x_l é a distância do início da lagarta até uma posição selecionada.

Esse deslocamento dos solos ocorre da seguinte forma: quando a primeira garra da lagarta entra em contato com o solo, produz cisalhamento local devido ao movimento do veículo, e, à medida que a lagarta se desloca, o deslizamento aumenta, da parte dianteira para a traseira do veículo. A lagarta carrega o solo e causa a distorção do terreno, até chegar ao final da área de contato com o máximo valor, conforme visto na FIG 3.3.

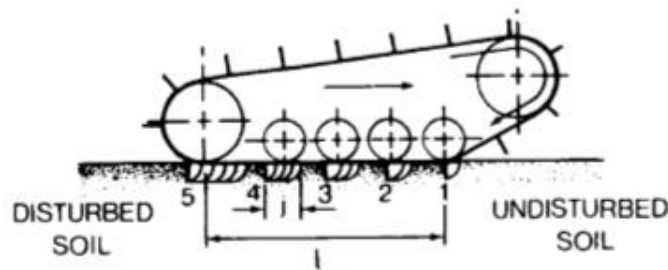


FIG 3.3: Diagrama da interação lagarta-solo. Fonte: Wong (2001)

Empiricamente pode-se demonstrar o movimento do solo embaixo da lagarta. O equacionamento empregado para representar esse comportamento é obtido por uma função exponencial (EQ 3.9), apresentada por Janosi e Hanamoto (WONG, 2001), sendo que j é o deslocamento de cisalhamento e K é o módulo de deformação de tensões de solos homogêneos:

$$\tau = \tau_{max} * \left(1 - e^{\left(\frac{-j}{K}\right)} \right) \quad (3.9)$$

Finalmente, o empuxo H considerado para determinar o rendimento do carro de combate é determinado em função das propriedades do solo e da quantidade de distorção por deslizamento, segundo a EQ 3.10:

$$H = [blc + W \tan \phi] * [1 - \frac{K}{j} (i - e^{-j/K})] \quad (3.10)$$

Agora, adotando a hipótese de distribuição uniforme de pressão sobre o solo, é possível calcular a resistência devida à compactação do solo (R_c) imposta pelo terreno às lagartas, definida pela EQ 3.11. As variáveis l e b são, respectivamente, o comprimento e a largura da lagarta; W é o peso do veículo e n , K_c e K_ϕ são os parâmetros de pressão-afundamento determinados por Bekker para definir a curva de tensão de cisalhamento.

$$R_c = \frac{b}{(n + 1) * (\frac{K_c}{b} + K_\phi)^{(1/n)}} * (\frac{W}{bl})^{\frac{(n+1)}{n}} \quad (3.11)$$

Na FIG 3.4 pode se observar a máxima força de tração produzida pelo veículo e a força de tração real ao considerar a resistência devida à compactação do solo na argila pesada.

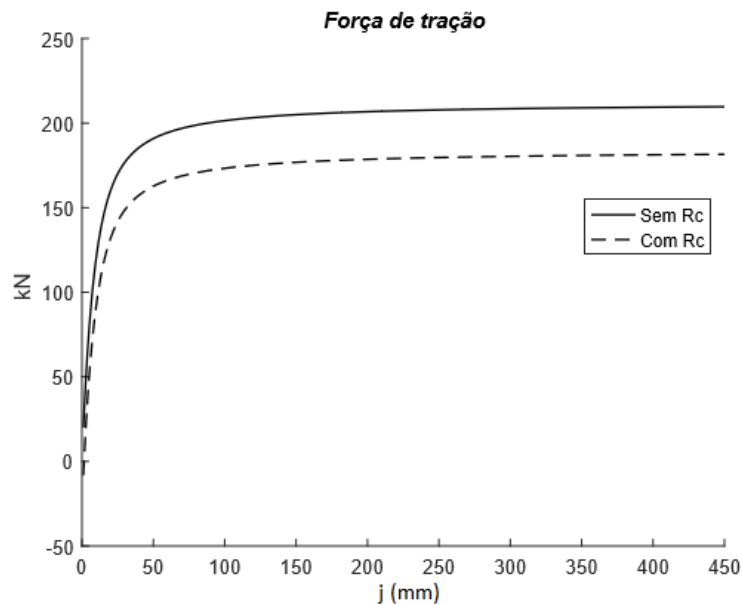


FIG 3.4: Força de tração com e sem resistência devida à compactação.

Para estudar a resistência de terraplanagem (R_b), é necessário interpretar o que acontece na interface veículo-solo. Na porção anterior da lagarta, que está afundada a uma profundidade geralmente igual ao afundamento inicial (z_0) do carro, enquanto a

lagarta começa a se deslocar, há uma massa de terra à sua frente, que apresenta resistência. O solo é então arrastado pela lagarta, produzindo um incremento na resistência que é devida ao cisalhamento desenvolvido entre as partes móvel e estacionária do solo na área de contato da lagarta. Segundo BEKKER (1969), em geral a equação pode ser simplificada na forma da EQ 3.12:

$$R_b = \left(\frac{b * \sin(\alpha + \phi)}{2 * \sin \alpha * \cos \phi} \right) * [2zcK_c + \gamma z^2 K_\gamma] \quad (3.12)$$

Na EQ 3.12, z é o afundamento, γ é a densidade do solo e α é a inclinação do carro de combate que resulta do afundamento causado pelo deslocamento da lagarta; ϕ é ângulo de fricção interno, K_c e K_γ são os coeficientes de Terzaghi (1944) para diferentes tipos de solos. Esta equação é válida para pequenos ângulos de inclinação de até 6° .

Portanto, segundo PELEITAY (2019) na FIG 3.5 é possível ver a influência que tem a R_b dependendo do tipo de solo. É apresentado o deslocamento de um mesmo veículo sobre solo rígido (vermelho) e sobre solo macio (azul), com e sem R_c . No caso de solos rígidos, onde não há afundamento grande, a R_c não tem grande influência, e portanto, o veículo atinge a mesma velocidade final. Mas no caso de solos macios (azul), observa-se que há grande influência e portanto há diminuição na velocidade final.

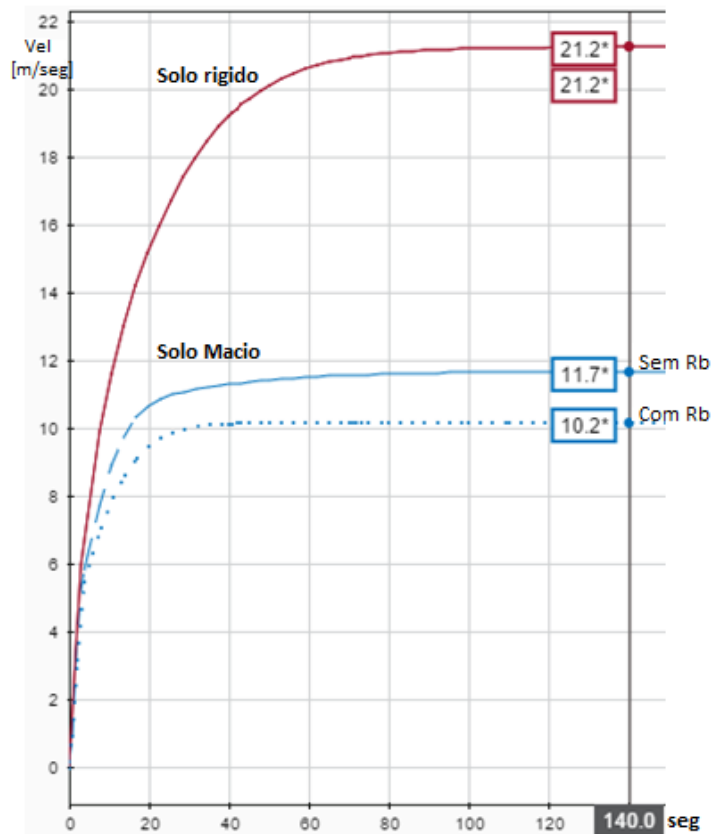


FIG 3.5: Influencia da resistência à terraplanagem no solo rígido e macio.

Também é possível considerar a Resistência do arrasto (R_l), particularmente quando o afundamento inicial é muito grande em comparação com as dimensões do sistema de lagarta ou sistema de tração. A resistência é causada pelo cisalhamento do solo ao longo da área de contato da lagarta e é geralmente significativo em solos altamente coesivos. Este tipo de resistência é considerada principalmente no momento do giro do carro de combate. Segundo BEKKER (1956) o efeito de R_l pode ser facilmente estimado pela EQ 3.13:

$$R_l = k_r * c * l * z_o \quad (3.13)$$

onde Bekker (1956) define para a lagarta um coeficiente k_r que pode variar de 2 a 4, dependendo de sua largura; z_o é o afundamento inicial; c e l são o coeficiente de coesão do solo e o comprimento da lagarta em contato com o solo.

Na FIG 3.6 pode-se ver os valores da F_{max} na argila pesada, também a mesma força menos o valor da R_c , e finalmente a F_{max} depois de restar os valores das duas

resistências mencionadas anteriormente. Por serem forças de resistência ao movimento, elas diminuem o valor inicial da F_{max} .

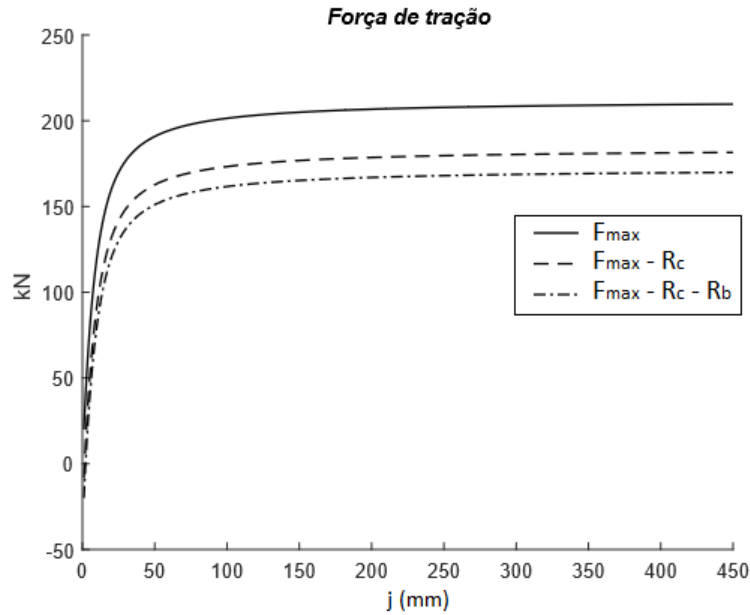


FIG 3.6: Resistência de arrasto.

O *Drawbar Pull (DP)* é calculado como a diferença entre a força de tração máxima desenvolvida pela lagarta e a totalidade das resistências ao movimento que afetam ao veículo.

Segundo LEONTYEV (1961), quando a lagarta tem garras, elas incrementam a tração em função de suas próprias dimensões. Portanto a equação que representa a Força de tração máxima com garra (F_{tg}) é:

$$F_{tg} = \left[blc \left(1 + \frac{2h}{b} \right) + w \tan \phi \left(1 + 0.64 \left[\frac{h}{b} \cot^{-1} \frac{h}{b} \right] \right) \right] * \left[1 - \frac{K}{j} \left(i - e^{-j/K} \right) \right] \quad (3.14)$$

Na EQ. 3.14 o parâmetro h representa o tamanho da garra. As variáveis l e b são, respectivamente, o comprimento e a largura da lagarta; W é o peso do veículo, n , K_c e K_ϕ são os parâmetros de pressão-afundamento determinados por Bekker para definir a curva de tensão de cisalhamento e j é o deslocamento de cisalhamento da lagarta.

Ao considerar valores de $h=0$ e $h=0.03$ m é possível observar a resposta de lagarta com e sem garras nas mesmas condições de simulação na argila pesada. No caso de

garras com altura de $h=0.03$ m, a F_{tg} da lagarta resulta maior como é mostrado na FIG 3.7.

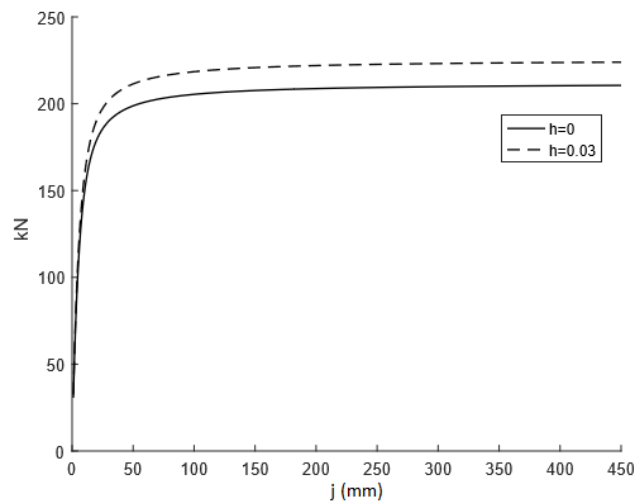


FIG 3.7: Incremento da força pela ação da garra da lagarta.

3.4.5 DESCRIÇÃO DA INTERAÇÃO VEÍCULO-SOLO

Para determinar adequadamente a Força de tração do veículo, é preciso abordar o estudo da interação entre o solo e a lagarta. Neste trabalho o estudo é baseado no comportamento da lagarta rígida.

3.4.6 LAGARTA RÍGIDA

O pioneiro no estudo do comportamento de veículos com lagarta foi BEKKER (1956), que assume o comportamento da lagarta em contato com o solo como uma placa rígida. Ele consegue estabelecer as relações de pressão-afundamento do terreno, e o esforço de cisalhamento-deslocamento de cisalhamento, permitindo calcular o afundamento da lagarta e a resistência ao movimento devido à compactação do terreno. Subsequentemente, é determinada a relação empuxo-deslocamento e a tração máxima de um sistema de rolamento (WONG, 2010).

De acordo com a hipótese considerada por BEKKER (1956), a reação normal exercida na lagarta pelo terreno pode ser comparada àquela sob uma placa afundando na mesma profundidade em um teste de afundamento de pressão. Em seu trabalho, Bekker adota a hipótese de distribuição normal de pressão para estimar os resultados.

Dependendo da posição do centro de gravidade do veículo, pode-se definir a maneira pela qual a distribuição de pressão sob o veículo será considerada.

A equação para calcular a resistência ao movimento devido à compactação (R_c) do solo pela lagarta com distribuição de pressão uniforme, com base na relação pressão-afundamento de Bekker é apresentada na EQ 3.11, e será utilizada ao longo de todo o trabalho.

Existem autores que fizeram outras considerações. DWYER (1993), ao trabalhar no estudo das lagartas de borracha em aplicações na agricultura, apresenta dois modelos matemáticos. O autor faz duas suposições extremas. A primeira é que ele considera a lagarta infinitamente rígida na área de contato com o solo (similar a Bekker). Na segunda, ele considera a lagarta como infinitamente flexível, onde o veículo comporta-se como um veículo multirrodas, como se não tivesse lagarta, e o desempenho depende apenas do número e diâmetro das rodas de apoio.

No primeiro caso, a conclusão é que o modelo matemático analisa o resultado como uma placa retangular plana, porem não considera o diâmetro da roda, a quantidade nem o espaçamento entre elas. Ele considera que a lagarta tem um afundamento na parte frontal e uma inclinação para trás formando um ângulo alfa (α) o qual depende da altura do centro de gravidade e da carga a distribuição de massa. Este estudo é similar e é baseado no trabalho de Bekker (1956) da lagarta rígida.

O método analítico seguiu de perto os descritos por WONG (2001). As equações que representam o equilíbrio de forças e momentos, segundo o ângulo de inclinação, são:

$$W = b \int_0^l (\sigma \cos(\alpha) + \tau \sin(\alpha)) dx \quad (3.15)$$

$$Rc = b \int_0^l \sigma \sin(\alpha) dx \quad (3.16)$$

$$Ft = b \int_0^l (\tau \cos(\alpha) - \sigma \sin(\alpha)) dx \quad (3.17)$$

Onde σ é a distribuição de pressão, α o ângulo de inclinação, τ o esforço de cisalhamento e b a largura da lagarta.

O resultado é obtido a partir de um processo iterativo. O cálculo começa assumindo valores para o afundamento inicial, z_0 e o ângulo de inclinação α em forma arbitrária, logo e calculando uma primeira aproximação para W . O valor de z_0 é então ajustado, iterativamente, até que o valor correto de W seja obtido. O DP é calculado. Também são calculados os momentos tomados no centro de gravidade, usando a EQ 3.18 e a EQ 3.19.

$$W \cos \alpha + DP \sin \alpha = 2b \int_0^l \sigma dx \quad (3.18)$$

$$W a_t + DP h_t = 2b \int_0^l \sigma x dx \quad (3.19)$$

onde σ é a distribuição de pressão, α o ângulo de inclinação, τ o esforço de cisalhamento e b a largura da lagarta, l o comprimento da lagarta, W o peso do carro de combate, e h_t , a_t as distâncias horizontais e verticais ao CG do carro.

Os valores de z_0 e α são calculados sucessivamente, até que W e os valores do momento estejam corretos.

A diferença mais significativa com o trabalho de Bekker está na forma em que define-se a distribuição de pressão σ , e o esforço de cisalhamento τ , segundo a EQ. 3.20 e a EQ. 3.21. A distribuição de pressão é considerada em função de α e o deslocamento de cisalhamento é considerado como uma função da distância da lagarta x_l , do ângulo de inclinação α e do deslizamento i :

$$\sigma_{(x)} \leftrightarrow z = z_0 + x(\alpha) \quad (3.20)$$

$$\tau_{(x)} \leftrightarrow j = \frac{(ix_l + \cos \alpha - 1)}{\cos \alpha} \quad (3.21)$$

onde σ é a distribuição de pressão em função da posição da lagarta, α o ângulo de inclinação, z_0 o afundamento inicial, e na EQ. 3.21, τ o esforço de cisalhamento que é função do deslocamento de cisalhamento j .

Foi desenvolvida uma simulação empregando o equacionamento apresentado por DWYER (1993) para observar a resposta. Os resultados observados são equivalentes aos obtidos com uma placa rígida postulada pelo Bekker, Neste caso, o desempenho do veículo é menor, devido ao fato de que surgem componentes tangenciais e normais devido ao ângulo α que afetam à resistência à compactação, bem como a força de tração, influenciando o desempenho geral do veículo, como é mostrado na FIG 3.8

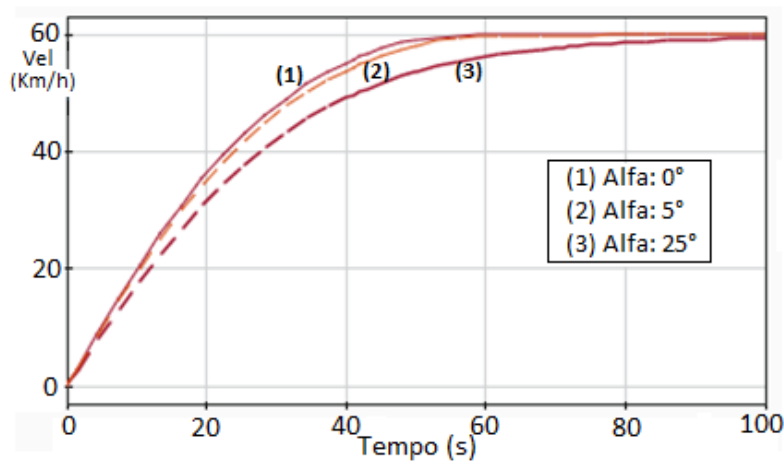


FIG 3.8: Resposta em velocidade variando ângulo (α).

3.4.7 DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO

Segundo GARBER e WONG (1981), o desempenho de um veículo em solo macio é grandemente influenciado pela pressão que o mesmo exerce sobre solo, devido ao afundamento e devido à resistência à compactação, as quais estão intimamente relacionadas à distribuição de pressão. Por esse motivo é indispensável determinar a função que representa da melhor maneira possível como as cargas são transmitidas ao solo.

Em consequência é interessante focar em estudar as possíveis diferentes distribuições de pressão que o veículo transmite ao solo por meio da lagarta e a resposta delas em seu desempenho.

Na situação de não haver dados experimentais para descrever a distribuição de pressão de um veículo, deve-se estimar a função que a representa. Para fazer isso, aplicam-se diferentes funções matemáticas que pretendem reproduzir da melhor forma a transferência das cargas ao solo. Portanto, as propriedades geométricas dos veículos devem ser levadas em conta para representar a transferência de peso da forma mais próxima à realidade.

Devido à diversidade de configuração dos veículos, é extremamente complexo determinar uma única função que permita representar a distribuição de pressão de todos os carros. Por isso resulta interessante determinar a função que melhor se adapta a cada veículo.

Inicialmente, BEKKER (1956), em seu estudo, representa a primeira distribuição de pressão por meio de uma função uniformemente distribuída (FIG 3.9).

A EQ 3.22 e EQ 3.23 representam a distribuição de pressão e a força de tração, respectivamente.

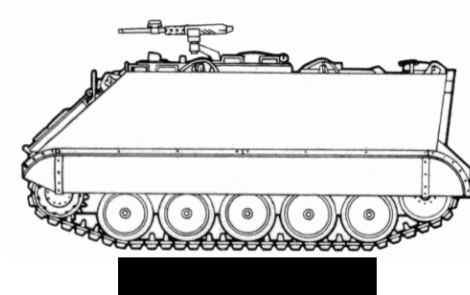


FIG 3.9: Distribuição de pressão uniforme – VBTP M113.

Fonte: www.pinterest.com.ar

$$\sigma = \frac{w}{b * l} \quad (3.22)$$

$$F_t = (Ac + w * \tan\phi) * (1 - e^{\frac{-l}{k}}) \quad (3.23)$$

WONG (2010) apresenta outras distribuições de pressão e suas respectivas forças de tração para a análise da resposta dos veículos de lagarta. Entre elas, o autor propõe: distribuição senoidal; linearmente crescente; linearmente decrescente; senoidal com máximo no centro.

A distribuição de pressão senoidal (FIG 3.10) pode ser expressa de acordo com WILLS (1963), segundo as equações 3.24 e 3.25:

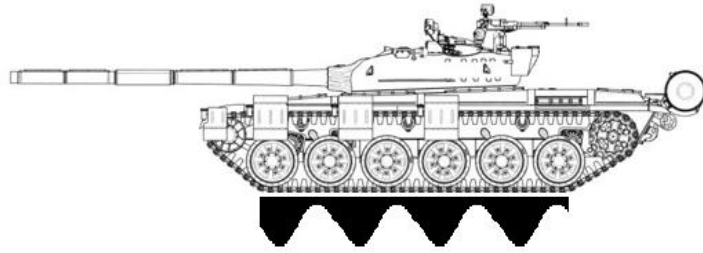


FIG 3.10: Distribuição de pressão senoidal – IS 4. (Adaptado de: www.pinterest.com.ar)

$$\sigma = \frac{w}{bl} * \left(1 + \cos \frac{2n\pi x_l}{l}\right) \quad (3.24)$$

$$F_t = \frac{w}{bl} \tan \phi * \left(1 + \cos \frac{2n\pi x_l}{l}\right) * \left(1 - e^{-\frac{ix_l}{K}}\right) \quad (3.25)$$

A EQ 3.26 representa a distribuição de pressão e considerada linearmente decrescentes. Pode-se observar também a força de tração correspondente na EQ 3.27. Ver FIG. 3.11

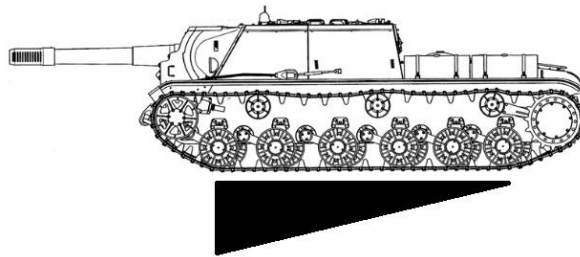


FIG 3.11: Distribuição de pressão lineal decrescente SU 152. (Adaptado de: www.pinterest.com.ar)

$$\sigma = \frac{2w}{bl} * \frac{(l - x_l)}{l} \quad (3.26)$$

$$F_t = (2w \tan \phi) * \left(1 - \frac{K}{il} (1 - e^{-\frac{il}{K}})\right) - w \tan \phi \left[1 - 2 \left(\frac{K}{il}\right)^2 * \left(1 - e^{-\frac{il}{K}} - \frac{il}{K} e^{-\frac{il}{K}}\right)\right] \quad (3.27)$$

No modelo onde a distribuição de pressão cresce linearmente da frente para trás, FIG 3.12, a distribuição de pressão e a força de tração podem ser descritas respetivamente pelas EQ 3.28 e EQ 3.29:



FIG 3.12: Distribuição de pressão lineal crescente – Pz2000. (Adaptado de: www.pinterest.com.ar)

$$\sigma = \frac{2w x_l}{bl l} \quad (3.28)$$

$$F_t = (wtan\phi) * \left[1 - 2 \left(\frac{K}{il} \right)^2 * \left(1 - e^{-\frac{il}{K}} - \frac{il}{K} e^{-\frac{il}{K}} \right) \right] \quad (3.29)$$

Finalmente, a distribuição de pressão senoidal (FIG 3.13), que tem seu valor máximo que ocorre no centro da distribuição e com valor zero no início e no final, é apresentada pela EQ 3.30 e sua força de tração na EQ 3.31.

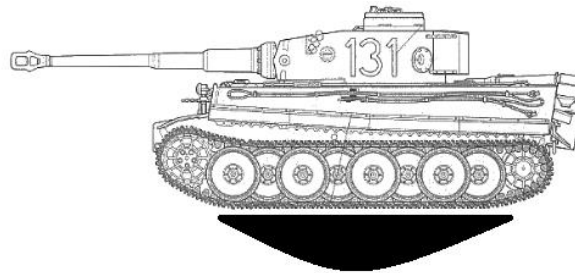


FIG 3.13: Distribuição de pressão senoidal com máxima pressão no centro – Tiger.
(Adaptado de: www.pinterest.com.ar)

$$\sigma = \frac{w \pi}{bl 2} \sin \left(\frac{\pi x_l}{l} \right) \quad (3.30)$$

$$F_t = (wtan\phi) * \left[1 - \frac{\left(e^{-\frac{il}{K}} + 1 \right)}{2 \left(1 + \frac{i^2 l^2}{\pi^2 K^2} \right)} \right] \quad (3.31)$$

Para demonstrar o comportamento de cada uma dessas distribuições, foi selecionado um solo arenoso e considerado um deslizamento $i = 20\%$, com a finalidade de comparar a resposta de cada uma das distribuições (PELEITAY, 2019). Os resultados são apresentados na FIG 3.14.

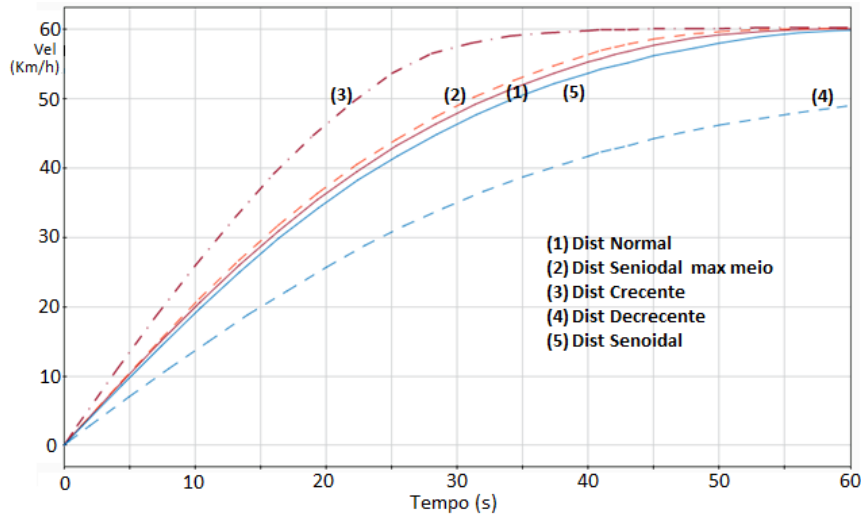


FIG 3.14: Resposta em velocidade - Distintas distribuições de pressão - areia – $i=20\%$ M113 avaliado com as distribuições de pressão apresentadas anteriormente.

O melhor desempenho apresentado pelo veículo corresponde à hipótese de distribuição linear crescente, seguida pela senoidal com valor máximo no centro, depois pela distribuição normal, pela distribuição linear decrescente e finalmente pela distribuição senoidal. Esta resposta é coerente com os resultados apresentados por Wong (FIG 3.15).

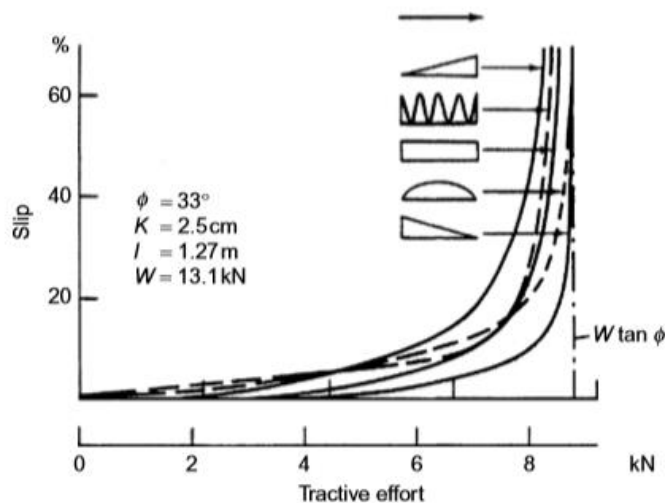


FIG 3.15: Força de tração de diferentes distribuições de pressão. Fonte: Wong (2010)

Como o método de Bekker (1956) da lagarta rígida é baseado em uma série de hipóteses simplificadoras, ele só pode fornecer uma avaliação preliminar do desempenho de tração dos veículos com lagarta.

3.4.8 CARGAS REPETITIVAS

No estudo da iteração entre veículo e o terreno observa-se que após a primeira roda passar por um determinado elemento do solo, este é submetido a uma pressão normal. Posteriormente a carga é reduzida e a recuperação do solo ocorre até que uma segunda carga seja aplicada naquele mesmo elemento. Esse ciclo continua até a última roda passar. Para prever a distribuição de pressão normal da pegada do veículo em movimento, a relação entre pressão do solo e afundamento, assim como a resposta do solo ao carregamento e descarregamento, devem ser conhecidas. O estudo inicial foi feito por Bekker e Reece, (WONG, 2001).

De acordo com WONG (2010), a relação entre afundamento e pressão durante o processo de carga e descarga é aproximadamente igual a uma função linear que representa a resposta média do solo:

$$p = p_u - k_u(z_u - z) \quad (3.32)$$

onde p e z são, respectivamente, a pressão e o afundamento durante a carga e descarga; p_u e z_u são respectivamente a pressão e o afundamento quando a recarga começa e k_u é o parâmetro que representa a inclinação média da nova carga.

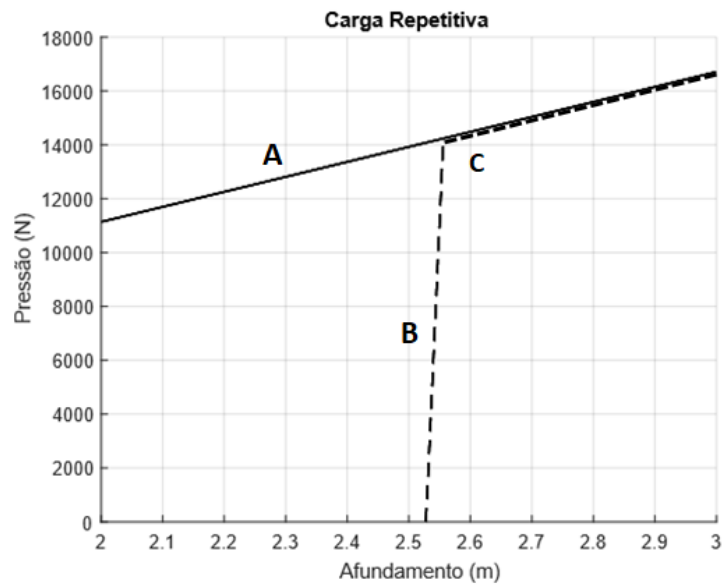


FIG 3.16 Esquema geral do modelo matemático desenvolvido.

A EQ 3.32 está representada pela linha tracejada (B) na FIG 3.16, que mostra a evolução da pressão em relação ao afundamento no momento em que a descarga acontece. Além disso, no momento da passagem da roda seguinte, a pressão e o afundamento percorrem a mesma curva de descida (B), mas no sentido oposto, até atingir um ponto (C) onde continuará com o incremento linear próprio do solo, como em (A).

PARK (2004) sugere que, dependendo do tipo de solo estudado, pode ser considerado também como amortecimento na modelagem do solo. Mas na situação em que o amortecimento do solo é negligenciado, seu comportamento pode ser representado teoricamente usando uma mola não linear. Assumindo que o solo sofre variações plásticas com carga crescente, a relação carga-deformação pode ser idealizada com duas linhas retas com inclinações diferentes (FIG 3.17).

Portanto, a força do solo (F_G) devido à deformação pode ser obtida pela equação (3.33):

$$F_G = \left\{ \begin{array}{ll} k_e z & ; se z < z_e \\ k_e z_e + k_p (z - z_e) & ; se z > z_e \end{array} \right\} \quad (3.33)$$

onde k_e é o coeficiente elástico, k_p é o coeficiente de plástico, z é o deslocamento vertical do solo e, z_e é a deformação da mola do solo no limite elástico.

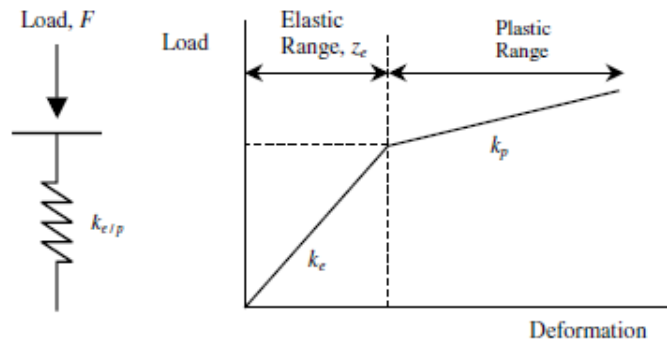


Fig. 1. Load/deformation relationship of an idealised soil spring.

FIG 3.17: Esquema geral do modelo matemático desenvolvido segundo Park
Fonte: Park (2004).

Na faixa plástica, a deformação é significativa com um ligeiro aumento na carga, e a deformação permanece após a descarga. A relação não linear para o afundamento do solo e a pressão proposta por Bekker pode ser aplicada ao modelo. Quando a superfície do solo é uniformemente comprimida, o afundamento da superfície do solo é calculado pela equação de Bekker (PARK, 2004).

3.4.9 DESEMPENHO DO VEÍCULO

Para se obter o desempenho de um carro de combate, necessita-se determinar a capacidade do veículo de superar a resistência ao movimento, desenvolver DP , superar as inclinações e acelerar em linha reta (WONG, 2010).

Para isso, é necessário determinar uma série de critérios que permitam comparar o desempenho de um carro de combate com outro. No caso dos veículos militares, há vários critérios, mas o mais importante consiste em determinar a velocidade máxima de deslocamento entre dois pontos destacados do terreno.

Este trabalho está focado na análise da resposta de carros de combate em solos deformáveis, portanto como foi dito, “[...] o melhor critério para avaliar o desempenho de veículos militares é considerar a velocidade máxima viável para se deslocar entre dois pontos específicos do terreno, dentro do teatro de operações.”(WONG, 2010, p. 129).

A fim de expandir as informações do modelo matemático desenvolvido, é interessante considerar também alguns fatores que são utilizados como parâmetros adicionais ao analisar a resposta do carro de combate.

Esses parâmetros são empregados, por exemplo, para comparar o desempenho de carros de combate de diferentes características. Para isso, é utilizada a relação denominada coeficiente DP , que relaciona a força de *drawbar pull* e o peso do veículo. Esse coeficiente representa “[...] a relação em que o peso do veículo é usado para produzir tração de Drawbar Pull.” (WONG, 2010, p. 135) e é calculado de acordo com a equação (3.34):

$$\text{Coef } DP = \frac{DP}{W} \quad (3.34)$$

Segundo WONG (2010, p. 135), outro fator importante a ser considerado é o *Drawbar Pull Power* (P_d), que “[...] representa a produtividade potencial do veículo; isto é, a velocidade com que o trabalho produtivo pode ser realizado.” (WONG, 2010, p. 135). Esse parâmetro é importante quando é necessário mover obstáculos, terras, etc. aplicável em veículos de combate especiais. O P_d é definido pela EQ. 3.35:

$$P_d = DP * V_v \quad (3.35)$$

onde V_v é a velocidade do veículo.

Existem também três parâmetros que têm relação com a eficiência do carro de combate, empregados nas simulações com a finalidade de comparar rendimento dos diferentes tipos de carros de combate, assim como as diferenças que podem ser observadas ao trafegar o mesmo veículo por diferentes tipos de solos:

A Eficiência de movimento (η_m), que é a relação de DP e a F_t . Representa a proporção do DP disponível para trabalhos gerais.

$$\eta_m = \frac{DP}{F_t} \quad (3.36)$$

Por outro lado, ressalta-se que somente a existência da F_t necessária para superar a R_c já é motivo suficiente para que seja produzido um deslizamento que permita o deslocamento do veículo (WONG, 2010). Isto é, se o veículo se desloca, inevitavelmente há deslizamento.

A eficiência de deslizamento, (η_s): “Caracteriza a perda de potência e a redução da velocidade do veículo devido ao deslizamento do trem de rolamento.” (WONG, 2010, p. 300) e é representada pela EQ 3.37:

$$\eta_s = (1 - i) \quad (3.37)$$

Como o deslizamento i aumenta com a F_t crescente e com o aumento do DP , a eficiência do deslizamento diminui (η_s) “[...] em movimentos fora das ruas, o deslizamento do material rodante é uma das principais fontes de perda de potência.” (WONG, 2010, p. 302).

Finalmente, a eficiência de tração (η_d) é a relação entre o DP e a força produzida na entrada da roda de tração do veículo. Pode-se simplificar na seguinte equação:

$$\eta_d = \frac{DP}{F_t} * (1 - i) = \eta_m \eta_s \quad (3.38)$$

onde basicamente é o produto da eficiência de movimento e a eficiência de deslizamento.

3.5 MODELO DO CARRO DE COMBATE

Neste estudo é representada a viatura de combate TAM 2C por meio do modelo de 1/2 carro, e adota-se o referencial segundo a norma ISO 4130, onde x é o eixo longitudinal com sentido positivo para o frente do veículo, y é o eixo transversal com sentido positivo para a esquerda do condutor, e z é o eixo vertical com sentido positivo para a parte superior do veículo (FIG 3.18). Considera-se que a origem do sistema de coordenadas está localizada no Centro de Gravidade (CG) do veículo, e os eixos coordenados coincidem com os eixos principais de inércia do veículo.



FIG 3.18: Referencial da norma ISO 4130.

Para desenvolver o modelo matemático é necessário analisar os GDL do sistema a fim de definir as equações de movimento. Pode-se observar que o sistema possui 1 GDL para cada elemento de suspensão e 2 GDL para o chassi, que são os movimentos de *bounce* e de *pitch*. Finalmente o deslocamento longitudinal tem que ser considerado um GDL a mais (FIG 3.19).

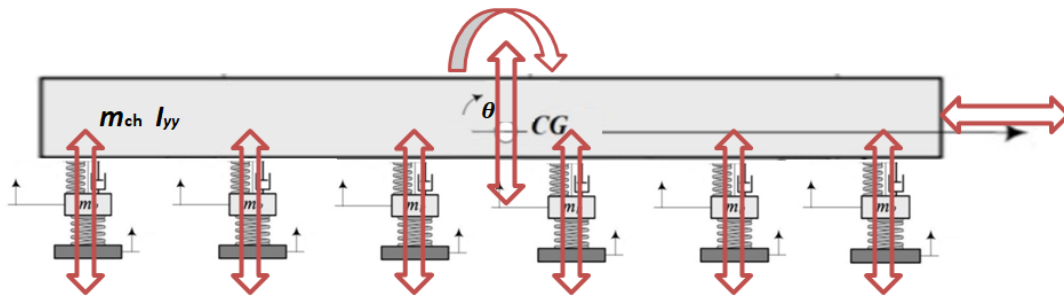


FIG 3.19: Representação dos GDL

A análise da massa suspensa compreende três movimentos, que são o deslocamento longitudinal (sobre o eixo x), o deslocamento vertical (sobre o eixo z) e o *pitch* (ângulo θ).

As equações gerais são descritas pelas EQ. 3.39, 3.40 e 3.41:

$$\sum F_x = m\ddot{x} \quad (3.39)$$

$$\sum F_z = m\ddot{z} \quad (3.40)$$

$$\sum M_y = I_y \ddot{\theta} \quad (3.41)$$

3.5.1 EQUAÇÕES DA DINÂMICA LONGITUDINAL

Para determinar a força de tração é considerado o modelo da lagarta rígida de Bekker (1969). Inicialmente é modelado o *powertrain* do carro de combate baseado nas especificações técnicas do motor e do sistema de transmissão, com a finalidade de obter o torque que chegará à lagarta. É aplicada a metodologia de fluxo de potência e é empregada a ferramenta MATLAB®/Simulink. Os subsistemas representados são: motor, caixa de mudanças, diferencial e polia tratora. Na análise específica da dinâmica longitudinal, considera-se que o torque fornecido pelo motor é representado pela EQ. 3.42 (JAZAR, 2008):

$$T_m = P_1 + P_2 w_e - P_3 w_e^2 \quad (3.42)$$

onde T_m é o torque do motor, w_e é a velocidade angular do motor e P_1 , P_2 e P_3 são coeficientes, que relacionam a potência máxima e a velocidade angular máxima do motor.

O torque do motor é transferido à caixa de mudanças, que é multiplicado pela relação da caixa dependendo da marcha. A caixa de mudanças entrega o torque conforme a EQ. 3.43:

$$T_{cx} = i_{cx} * T_m \quad (3.43)$$

onde i_{cx} é o valor da redução da engrenagem da caixa de velocidades e T_{cx} é o torque de saída da caixa. Esse torque é transmitido ao diferencial planetário, onde depende das relações de redução dos planetários. O torque no diferencial planetário é calculado segundo a EQ. 3.44:

$$T_{dif} = i_{dif} * T_{cx} \quad (3.44)$$

T_{dif} é o torque na saída do diferencial planetário e na entrada da polia tratora do veículo, e i_{dif} é a redução do trem de engrenagens planetário ao transmitir o torque da saída da caixa para a polia tratora. Finalmente o torque transmitido é transformado em F_t pela polia tratora segundo a EQ. 3.45:

$$F_t = \frac{T_{dif}}{r} \quad (3.45)$$

onde r é o raio polia tratora e F_t é a força de tração instantânea transmitida à lagarta.

Relembra-se que a F_t que movimenta o veículo é resultante da interação entre o solo e a lagarta e foi explicado na Seção 3.4.

Em relação às forças de resistência externas, tem-se o arrasto aerodinâmico (R_{ae}), a resistência de compactação e a resistência de terraplanagem. Tanto a R_c assim como R_b foram apresentados na Seção 3.4. O arrasto aerodinâmico é representado na EQ. 3.46, e precisa ser considerado, apesar da baixa velocidade máxima (em média 60 km/h) porque a área frontal de um veículo de combate sobre lagartas pode chegar a 8 m².

$$R_{ae} = \frac{\rho}{2} * C_D * A_f * V_v^2 \quad (3.46)$$

onde ρ é a densidade do ar, C_D é o coeficiente de arrasto aerodinâmico, determinado experimentalmente, A_f é a área frontal do veículo, e V_v sua velocidade.

Finalmente tem que ser aplicada à equação de movimento do carro que fornece a informação necessária para determinar a aceleração do veículo.

$$\ddot{x}_x = \frac{1}{MS} \left(F_x - \sum R_x \right) \quad (3.47)$$

onde R_x representa as resistências externas que se opõem ao movimento do veículo. E MS o peso total do veículo. Portanto, combinando as equações, tem-se:

$$F_x = \left(T_M * i_{cx} * i_{dif} * \frac{1}{r} * \eta_{mec} \right) \quad (3.48)$$

$$\sum R_x = R_{ae} + R_c + R_b \quad (3.49)$$

Segundo CAMPOS (2018), a utilização do conceito de fluxo de potência no modelo de simulação em diagrama de blocos escrito em ambiente Simulink® permite dividir em subsistemas mais simples, onde as variáveis de entrada e saídas são velocidade ou esforço, considerando que os acoplamentos têm que respeitar as compatibilidades cinemáticas e as relações de causa e efeito dos sistemas dinâmicos.

Para representar as variações do ângulo de *pitch* ao considerar as forças da dinâmica longitudinal, é preciso recorrer à determinação das cargas dinâmicas que ocorrem no momento da aceleração do veículo. Neste caso o veículo tem seis eixos, portanto as forças normais embaixo das rodas de apoio não podem ser determinadas pelas equações de equilíbrio estático. É então necessário aplicar a metodologia para veículos com mais de dois eixos, representado na FIG. 3.20, que considera a deflexão da suspensão para determinar as forças (JAZAR, 2001). O cálculo resulta em uma matriz para o veículo de seis eixos (EQ. 3.50).

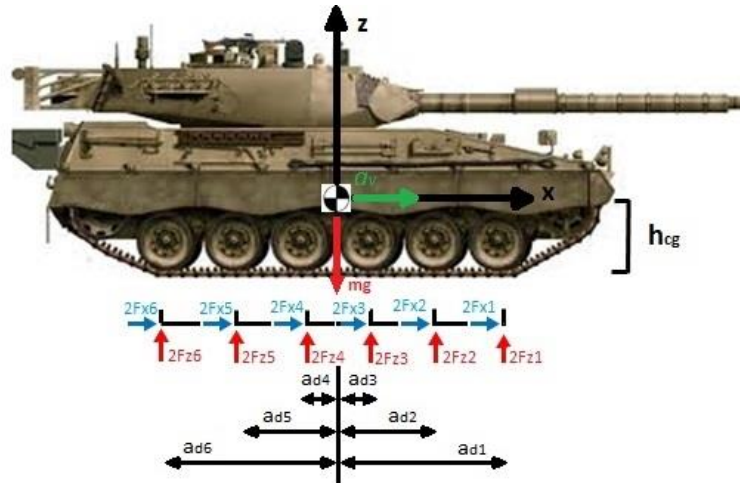


FIG 3.20: Esquema da distribuição de cargas dinâmicas.

$$[A] = \begin{bmatrix} 2 & 2 & 2 & 2 & 2 & 2 \\ 2x_1 & 2x_2 & 2x_3 & 2x_4 & 2x_5 & 2x_6 \\ \frac{(x_6 - x_2)}{k_1 * l} & \frac{1}{k_2} & \frac{1}{k_3} & \frac{1}{k_4} & \frac{1}{k_5} & \frac{(x_2 - x_1)}{k_6 * l} \\ \frac{(x_6 - x_3)}{k_1 * l} & \frac{1}{k_2} & \frac{1}{k_3} & \frac{1}{k_4} & \frac{1}{k_5} & \frac{(x_3 - x_1)}{k_6 * l} \\ \frac{(x_6 - x_4)}{k_1 * l} & \frac{1}{k_2} & \frac{1}{k_3} & \frac{1}{k_4} & \frac{1}{k_5} & \frac{(x_4 - x_1)}{k_6 * l} \\ \frac{(x_6 - x_5)}{k_1 * l} & \frac{1}{k_2} & \frac{1}{k_3} & \frac{1}{k_4} & \frac{1}{k_5} & \frac{(x_5 - x_1)}{k_6 * l} \end{bmatrix} \quad (3.50)$$

Sendo:

$$\begin{aligned} x_1 &= a_{d1} & ; & & x_2 &= a_{d2} & ; & & x_3 &= a_{d3} \\ x_4 &= -a_{d4} & ; & & x_5 &= -a_{d5} & ; & & x_6 &= a_{d6} \\ l &= (x_1 - x_6) \end{aligned}$$

Neste caso, como o veículo esta se movimentando no solo plano, não é considerada a inclinação do terreno, portanto,

$$[B] = [mg \quad -h_{cg} * (a_v) \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0] \quad (3.51)$$

E por ultimo é definida a matriz das incógnitas:

$$[X] = [F_{z1} \quad F_{z2} \quad F_{z3} \quad F_{z4} \quad F_{z5} \quad F_{z6}] \quad (3.52)$$

Para resolver o sistema, tem-se (EQ 3.53):

$$[X] = [A]^{-1}[B] \quad (3.53)$$

Obtêm-se então os valores das cargas sob cada roda de apoio no momento da aceleração do veículo. O cálculo também se aplica à condição de frenagem.

Para a simulação do modelo matemático desenvolvido para avaliar a resposta dos carros de combate M113 e TAM 2C, nos cálculos das cargas dinâmicas considera-se a quantidade de rodas de apoio segundo o projeto do veículo estudado.

3.5.2 EQUAÇÕES DA DINÂMICA VERTICAL

Para a determinação dos esforços verticais, a lagarta é considerada flexível para permitir os deslocamentos verticais do sistema de suspensão do veículo. O estudo da dinâmica vertical é feito a partir do modelo de 1/2 carro (FIG. 3.21).

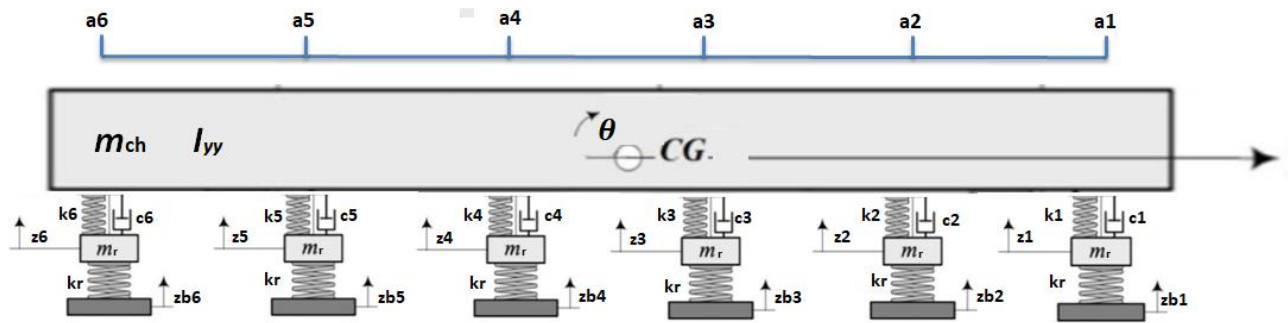


FIG 3.21: Vista lateral do modelo adotado.

Na FIG. 3.21 tem-se que m_{ch} é a massa suspensa, I_{yy} é o momento de inércia do chassi em relação ao eixo y , m_r é a massa não suspensa, θ é o ângulo de inclinação. Os parâmetros a_1 a a_6 são as distâncias dos pontos de ancoragem das rodas de apoio ao CG. k_1 a k_6 são os respectivos coeficientes de rigidez das suspensões, e b_1 a b_6 são os coeficientes de amortecimento das suspensões. k_r é o coeficiente que representa a rigidez da borracha que envolve a roda de apoio. Z representa o deslocamento vertical da m_{ch} , ao passo que z_1 a z_6 que são os deslocamentos verticais das massas das rodas de apoio, m_r . Finalmente, z_{b1} a z_{b6} são as excitações de base que atuam em cada uma das rodas de apoio.

Previamente, é importante compreender como está definida a matriz de transformações de coordenadas que empregada nas simulações.

Para estabelecer a matriz de transformação de coordenadas, que permite definir uma posição de um ponto no referencial do corpo (c) respeito do referencial fixo (f), é adotada a sequência de rotação 3-2-1 (ψ , θ , φ). Portanto, a posição de um ponto no referencial fixo (f), que se encontra no referencial móvel (c) é dada pela EQ. 3.54:

$${}^f r = T_\psi T_\theta T_\varphi {}^c r = {}^f T^c {}^c r \quad (3.54)$$

Cada matriz de transformação individual é apresentada nas EQ. 3.55, 3.56 e 3.57

$$T_{\varphi} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\varphi & -\text{sen}\varphi \\ 0 & \text{sen}\varphi & \cos\varphi \end{bmatrix} \quad (3.55)$$

$$T_{\theta} = \begin{bmatrix} \cos\theta & 0 & \text{sen}\theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\text{sen}\theta & 0 & \cos\theta \end{bmatrix} \quad (3.56)$$

$$T_{\psi} = \begin{bmatrix} \cos\psi & -\text{sen}\psi & 0 \\ \text{sen}\psi & \cos\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.57)$$

$${}^fT^c = \begin{bmatrix} \cos\psi \sec\theta & \sin\psi \sec\theta & 0 \\ -\sin\psi & \cos\psi & 0 \\ \cos\psi \tan\theta & \sin\psi \tan\theta & 1 \end{bmatrix} \quad (3.58)$$

No caso particular onde só é estudado o *pitch* do veículo, φ, ψ são nulos, portanto as transformações em T_{φ}, T_{ψ} são representadas como matrizes identidade. Finalmente a matriz de transformação de coordenadas nesse caso particular, é definida segundo a EQ. 3.59:

$${}^fT^c = \begin{bmatrix} \cos\theta & 0 & \text{sen}\theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\text{sen}\theta & 0 & \cos\theta \end{bmatrix} \quad (3.59)$$

Para representar a posição (EQ 3.60) e a velocidade absoluta (EQ 3.61) de cada ponto de interesse no chassi (os pontos de ancoragem das suspensões, neste caso), tem-se as EQ. 3.60 e 3.61:

$${}^f r_i = {}^f r_c + {}^f T^c c c r_i \quad (3.60)$$

$${}^f v_i = {}^f v_c + {}^f \dot{T}^c c c r_i + {}^f T^c c c \dot{r}_i \quad (3.61)$$

Uma vez que os corpos são considerados rígidos, a última parcela da EQ 3.61 é nula.

De acordo com SANTOS (2001) tem-se a relação apresentada na EQ. 3.62:

$${}^f \dot{T}^c c r_i = {}^f \Omega ({}^f T^c c r_i) = {}^f \tilde{\Omega} {}^f T^c c r_i \quad (3.62)$$

onde,

$${}^f \Omega = \begin{bmatrix} \Omega_x \\ \Omega_y \\ \Omega_z \end{bmatrix} \rightarrow {}^f \tilde{\Omega} = \begin{bmatrix} 0 & -\Omega_z & \Omega_y \\ \Omega_z & 0 & -\Omega_x \\ -\Omega_y & \Omega_x & 0 \end{bmatrix} \quad (3.63)$$

As velocidades absolutas dos pontos de interesse são escritas conforme a EQ. 3.64:

$${}^f v_i = {}^f v_c + {}^f \tilde{\Omega} {}^f T^c c r_i = {}^f v_c - \left(\widetilde{{}^f T^c c r_i} \right) {}^f \Omega \quad (3.64)$$

Finalmente, pode-se representar o sistema de equações na forma matricial, onde I_3 representa a matriz identidade da ordem 3 e Θ_c a matriz de vínculos cinemáticos.

$$[{}^f v_i] = \left[I_3 - \left(\widetilde{{}^f T^c c r_i} \right) \right] \begin{pmatrix} {}^f v_c \\ {}^f \Omega \end{pmatrix} = \Theta_c \begin{pmatrix} {}^f v_c \\ {}^f \Omega \end{pmatrix} \quad (3.65)$$

Segundo COSTA NETO (2008), as forças aplicadas nos pontos de ancoragem das suspensões no chassi também podem ser transferidas para o CG multiplicando-os pela transposta da matriz de vínculos cinemáticos. Dessa forma, obtém-se a soma das forças, de acordo com a 2ª Lei de Newton, e a soma dos momentos, de acordo com a equação de Euler, aplicadas no CG do chassi, como é determinado na equação EQ 3.66.

$$\begin{bmatrix} \sum F_c \\ \sum M_c \end{bmatrix} = \Theta_c^T [F_i] \quad (3.66)$$

Contudo, para analisar a dinâmica vertical é preciso determinar a equação de movimento das massas suspensa m_{ch} e não suspensa m_r a partir do estudo do diagrama de corpo livre, apresentado na FIG 3.22 onde W é o peso do chassi, e F_{s1} , F_{s2} , F_{s3} , F_{s4} , F_{s5} , F_{s6} são as força exercidas pelo sistema de suspensão.

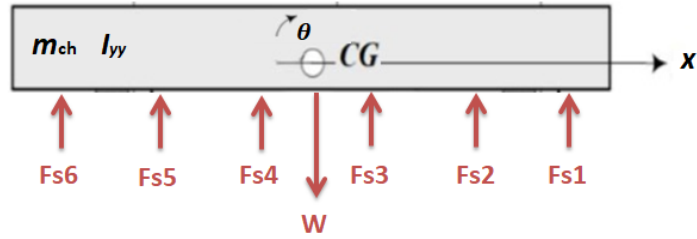


FIG 3.22: Diagrama de corpo livre da MS

$$\sum F_z = -W + F_{s1} + F_{s2} + F_{s3} + F_{s4} + F_{s5} + F_{s6} \quad (3.67)$$

$$\sum M_y = -a_1 F_{s1} - a_2 F_{s2} - a_3 F_{s3} + a_4 F_{s4} + a_5 F_{s5} + a_6 F_{s6} \quad (3.68)$$

Do mesmo modo, é preciso determinar as equações de movimento da m_r , onde w_l representa a força peso da roda e F_r é a força exercida pela borracha que envolve a roda de apoio do veículo (FIG 3.23).

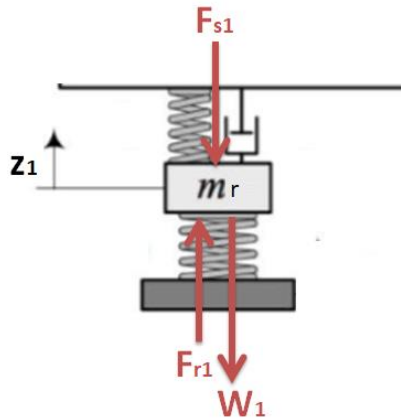


FIG 3.23: Diagrama de corpo livre da MNS

Cada uma das EQ. 3.69 corresponde a uma da massa não suspensa, isto é, a massa das rodas de apoio m_{ri} do sistema estudado. Portanto é preciso definir 6 equações similares.

$$\sum F_{zi} = -W_i - F_{si} - F_{ri} \quad \text{sendo } i = 1,2,\dots,6 \quad (3.69)$$

As relações constitutivas são EQ. 3.70 e EQ 3.71:

$$F_{si} = k_i[z_i - (z - a_i\theta)] + b_i[\dot{z}_i - (\dot{z} - a_i\dot{\theta})] \quad ; \text{ sendo } i = 1,2,\dots,6 \quad (3.70)$$

$$F_{ri} = k_r(z_{bi} - z_i) \quad ; \text{ sendo } i = 1,2,\dots,6 \quad (3.71)$$

É calculada a força resultante em cada uma das rodas segundo EQ. 3.72

$$F_{zi} = m_{ri}\ddot{z}_i \quad ; \text{ sendo } i = 1,2,\dots,6 \quad (3.72)$$

As quais terão também influencia no momento de calcular a equação de movimento angular do chassis (EQ. 3.73)

$$\sum M_y = I_{yy}\ddot{\theta} \quad (3.73)$$

As equações de movimento da massa suspensa do sistema são representadas pelas EQ. 3.74 E 3.75.

$$\begin{aligned} m_{ch}\ddot{z} = & -W + k_1[z_1 - (z - a_1\theta)] + b_1[\dot{z}_1 - (\dot{z} - a_1\dot{\theta})] \\ & + k_2[z_2 - (z - a_2\theta)] + b_2[\dot{z}_2 - (\dot{z} - a_2\dot{\theta})] \\ & + k_3[z_3 - (z - a_3\theta)] + b_3[\dot{z}_3 - (\dot{z} - a_3\dot{\theta})] \\ & + k_4[z_4 - (z + a_4\theta)] + b_4[\dot{z}_4 - (\dot{z} + a_4\dot{\theta})] \\ & + k_5[z_5 - (z + a_5\theta)] + b_5[\dot{z}_5 - (\dot{z} + a_5\dot{\theta})] \\ & + k_6[z_6 - (z + a_6\theta)] + b_6[\dot{z}_6 - (\dot{z} + a_6\dot{\theta})] \end{aligned} \quad (3.74)$$

$$\begin{aligned} I_{yy}\ddot{\theta} = & -a_1k_1[z_1 - (z - a_1\theta)] - a_1b_1[\dot{z}_1 - (\dot{z} - a_1\dot{\theta})] \\ & - a_2k_2[z_2 - (z - a_2\theta)] - a_2b_2[\dot{z}_2 - (\dot{z} - a_2\dot{\theta})] \\ & - a_3k_3[z_3 - (z - a_3\theta)] - a_3b_3[\dot{z}_3 - (\dot{z} - a_3\dot{\theta})] \\ & - a_4k_4[z_4 - (z + a_4\theta)] - a_4b_4[\dot{z}_4 - (\dot{z} + a_4\dot{\theta})] \\ & - a_5k_5[z_5 - (z + a_5\theta)] - a_5b_5[\dot{z}_5 - (\dot{z} + a_5\dot{\theta})] \\ & - a_6k_6[z_6 - (z + a_6\theta)] - a_6b_6[\dot{z}_6 - (\dot{z} + a_6\dot{\theta})] \end{aligned} \quad (3.75)$$

As equações para cada uma das rodas de apoio são (EQ. 3.76):

$$\begin{aligned}
m_{r1}\ddot{z}_1 &= -w_1 - k_1[z_1 - (z - a_1\theta)] + b_1[\dot{z}_1 - (\dot{z} - a_1\dot{\theta})] + k_r(z_{b1} - z_1) \\
m_{r2}\ddot{z}_2 &= -w_2 - k_2[z_2 - (z - a_2\theta)] + b_2[\dot{z}_2 - (\dot{z} - a_2\dot{\theta})] + k_r(z_{b2} - z_2) \\
m_{r3}\ddot{z}_3 &= -w_3 - k_3[z_3 - (z - a_3\theta)] + b_3[\dot{z}_3 - (\dot{z} - a_3\dot{\theta})] + k_r(z_{b3} - z_3) \\
m_{r4}\ddot{z}_4 &= -w_4 - k_4[z_4 - (z + a_4\theta)] + b_4[\dot{z}_4 - (\dot{z} + a_4\dot{\theta})] + k_r(z_{b4} - z_4) \\
m_{r5}\ddot{z}_5 &= -w_5 - k_5[z_5 - (z + a_5\theta)] + b_5[\dot{z}_5 - (\dot{z} + a_5\dot{\theta})] + k_r(z_{b5} - z_5) \\
m_{r6}\ddot{z}_6 &= -w_6 - k_6[z_6 - (z + a_6\theta)] + b_6[\dot{z}_6 - (\dot{z} + a_6\dot{\theta})] + k_r(z_{b6} - z_6)
\end{aligned} \tag{3.76}$$

Finalmente, as equações de movimento são escritas na forma matricial:

$$M\ddot{Z} + B\dot{Z} + KZ = F \tag{3.77}$$

onde M é a matriz de inercia (EQ. 3.78):

$$M = \begin{bmatrix} m_{ch} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_{yy} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{r1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{r2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{r3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{r4} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{r5} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{r6} \end{bmatrix} \tag{3.78}$$

K é matriz de rigidez (EQ. 3.79):

$$K = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & -k_1 & -k_2 & -k_3 & -k_4 & -k_5 & -k_6 \\ K_{21} & K_{22} & a_1k_1 & a_2k_2 & a_3k_3 & -a_4k_4 & -a_5k_5 & -a_6k_6 \\ -k_1 & a_1k_1 & K_{33} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_2 & a_2k_2 & 0 & K_{044} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_3 & a_3k_3 & 0 & 0 & K_{55} & 0 & 0 & 0 \\ -k_4 & -a_4k_4 & 0 & 0 & 0 & K_{66} & 0 & 0 \\ -k_5 & -a_5k_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_{77} & 0 \\ -k_6 & -a_6k_6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_{88} \end{bmatrix} \tag{3.79}$$

sendo,

$$\begin{aligned}
K_{11} &= k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5 + k_6 \\
K_{12} &= K_{21} = -a_1k_1 - a_2k_2 - a_3k_3 + a_4k_4 + a_5k_5 + a_6k_6 \\
K_{22} &= a_1^2k_1 + a_2^2k_2 + a_3^2k_3 + a_4^2k_4 + a_5^2k_5 + a_6^2k_6 \\
K_{33} &= (k_3 + k_r) \\
K_{44} &= (k_4 + k_r) \\
K_{55} &= (k_5 + k_r) \\
K_{66} &= (k_6 + k_r) \\
K_{77} &= (k_7 + k_r) \\
K_{88} &= (k_8 + k_r)
\end{aligned} \tag{3.80}$$

B é a matriz de amortecimento (EQ. 3.81):

$$B = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & -b_1 & -b_2 & -b_3 & -b_4 & -b_5 & -b_6 \\ B_{21} & B_{22} & a_1b_1 & a_2b_2 & a_3b_3 & -a_4b_4 & -a_5b_5 & -a_6b_6 \\ -b_1 & a_1b_1 & b_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -b_2 & a_2b_2 & 0 & b_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -b_3 & a_3b_3 & 0 & 0 & b_3 & 0 & 0 & 0 \\ -b_4 & -a_4b_4 & 0 & 0 & 0 & b_4 & 0 & 0 \\ -b_5 & -a_5b_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_5 & 0 \\ -b_6 & -a_6b_6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_6 \end{bmatrix} \tag{3.81}$$

sendo,

$$\begin{aligned}
B_{11} &= b_1 + b_2 + b_3 + b_4 + b_5 + b_6 \\
B_{12} &= B_{21} = -a_1b_1 - a_2b_2 - a_3b_3 + a_4b_4 + a_5b_5 + a_6b_6 \\
B_{22} &= a_1^2b_1 + a_2^2b_2 + a_3^2b_3 + a_4^2b_4 + a_5^2b_5 + a_6^2b_6
\end{aligned} \tag{3.82}$$

Finalmente, F representa o vetor de forças (EQ. 3.83):

$$F = \begin{bmatrix} -W \\ 0 \\ -w_1 + k_r z_{b1} \\ -w_2 + k_r z_{b2} \\ -w_3 + k_r z_{b3} \\ -w_4 + k_r z_{b4} \\ -w_5 + k_r z_{b5} \\ -w_6 + k_r z_{b6} \end{bmatrix} \tag{3.83}$$

Para definir o transformador cinemático do sistema em estudo, considera-se que em concordância com as dimensões da FIG 3.21, as posições dos pontos de ancoragem da suspensão no chassi, descritas na referência do corpo c , podem ser representadas pelos seguintes pontos:

$${}^c r_i = \begin{bmatrix} a_i \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} ; \text{ sendo } i = 1, 2, \dots, 6 \quad (3.84)$$

Aplicando a metodologia detalhada, pode-se determinar que (EQ. 3.85):

$$- \left({}^f T^c {}^c r_i \right) = \begin{bmatrix} 0 & -a_i \text{sen} \theta & 0 \\ a_i \text{sen} \theta & 0 & a_i \text{cos} \theta \\ 0 & -a_i \text{cos} \theta & 0 \end{bmatrix} \quad \text{sendo } i = 1, 2, \dots, 6 \quad (3.85)$$

Então, considerando que o único movimento angular é o de *pitch* (EQ. 3.86):

$$- \left({}^f T^c {}^c r_i \right) \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\theta} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -a_i \text{sen} \theta \cdot \dot{\theta} \\ 0 \\ -a_i \text{cos} \theta \cdot \dot{\theta} \end{bmatrix} \quad \text{sendo } i = 1, 2, \dots, 6 \quad (3.86)$$

Além disso, são considerados apenas os deslocamentos na direção z , e pequenos ângulos de *pitch*, portanto (EQ. 3.87):

$${}^f v_i = \begin{bmatrix} {}^f v_{i,x} \\ {}^f v_{i,y} \\ {}^f v_{i,z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -a_i \text{sen} \theta \cdot \dot{\theta} \\ 0 \\ -a_i \text{cos} \theta \cdot \dot{\theta} \end{bmatrix} = {}^f v_i = {}^f v_{i,z} - a_i * \dot{\theta} \quad (3.87)$$

o que permite definir a matriz de vínculos cinemáticos do sistema em estudo (EQ. 3.88):

$$\theta_c = \begin{bmatrix} 1 & -a_1 \cos \theta \\ 1 & -a_2 \cos \theta \\ 1 & -a_3 \cos \theta \\ 1 & +a_4 \cos \theta \\ 1 & +a_5 \cos \theta \\ 1 & +a_6 \cos \theta \end{bmatrix} \quad (3.88)$$

Finalmente tem-se (EQ. 3.89):

$$\begin{bmatrix} {}^f v_1 \\ {}^f v_2 \\ {}^f v_3 \\ {}^f v_4 \\ {}^f v_5 \\ {}^f v_6 \end{bmatrix} = \theta_c \begin{bmatrix} v_{cg} \\ \Omega_x \end{bmatrix} \quad (3.89)$$

$$\begin{bmatrix} \sum F_{cg} \\ \sum M_{x,cg} \end{bmatrix} = \theta_c^T \begin{bmatrix} F_{z,1} \\ F_{z,2} \\ F_{z,3} \\ F_{z,4} \\ F_{z,5} \\ F_{z,6} \end{bmatrix} \quad (3.90)$$

Além disso, para calcular as velocidades absolutas dos pontos de interesse, e transferir as forças para o CG, é necessário determinar os ângulos de *roll* (φ), *pitch* (θ) e *yaw* (ψ) utilizados nos cálculos da matriz de vínculos cinemáticos. Sendo:

$${}^f \tilde{\Omega} = {}^f T^c c_T f \quad (3.91)$$

A matriz G^{-1} pode ser definida como:

$${}^f \Omega = G^{-1} \begin{bmatrix} \dot{\varphi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \xrightarrow{\text{sendo}} G^{-1} = \begin{bmatrix} \cos \psi \cos \theta & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi \cos \theta & \cos \psi & 0 \\ -\sin \theta & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.92)$$

Portanto:

$$\begin{bmatrix} \dot{\varphi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = G \begin{bmatrix} \Omega_x \\ \Omega_y \\ \Omega_z \end{bmatrix} \xrightarrow{\text{sendo}} G = \begin{bmatrix} \cos \psi \sec \theta & \sin \psi \sec \theta & 0 \\ -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ \cos \psi \tan \theta & \sin \psi \tan \theta & 1 \end{bmatrix} \quad (3.93)$$

Onde Ω_x , Ω_y , Ω_z , são os valores das velocidades angulares absolutas calculadas a partir das equações de movimento do veículo. Nesse caso particular, o valor analisado é Ω_y , sendo os outros valores nulos.

3.5.3 INTEGRAÇÃO DOS MODELOS LONGITUDINAL E VERTICAL

Na FIG 3.24 é apresentado um digrama geral do modelo matemático para avaliar o comportamento da dinâmica longitudinal e da dinâmica vertical para um carro de combate, desde a perspectiva da tração, onde se observa as relações dos subsistemas de dinâmica longitudinal e vertical, e a relação com as equações gerais de movimento.

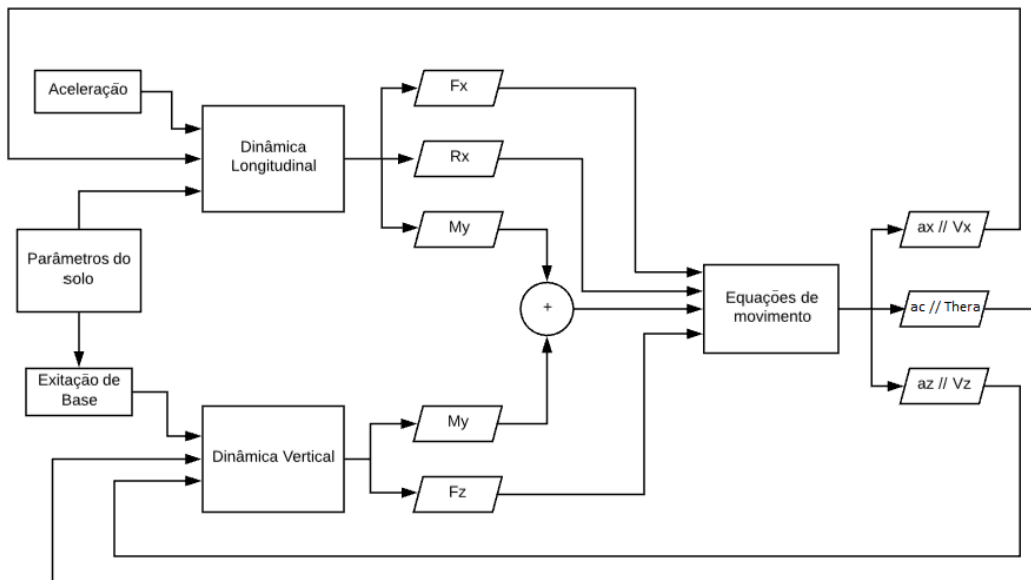


FIG 3.24: Diagrama geral do sistema desenvolvido

Na etapa inicial do desenvolvimento do modelo matemático, o estudo focou-se na dinâmica longitudinal, sendo apresentado o digrama do subsistema longitudinal na FIG 3.25.

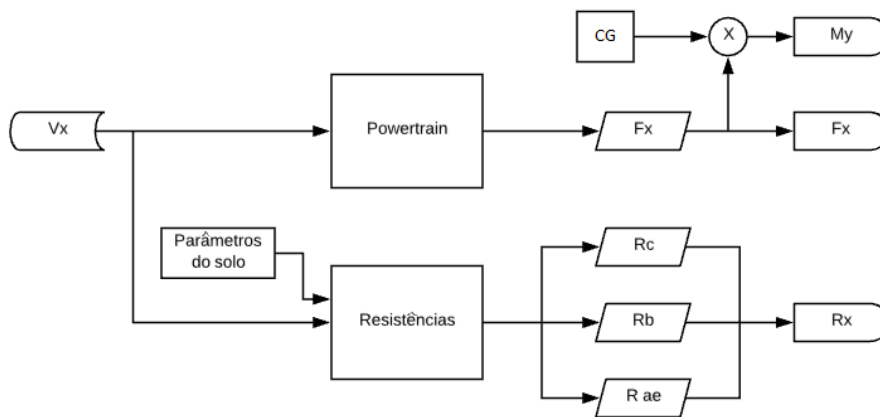


FIG 3.25: Esquema geral do subsistema da dinâmica longitudinal

Na segunda etapa do trabalho, foi desenvolvida a dinâmica vertical. A FIG 3.26 representa o diagrama do subsistema.

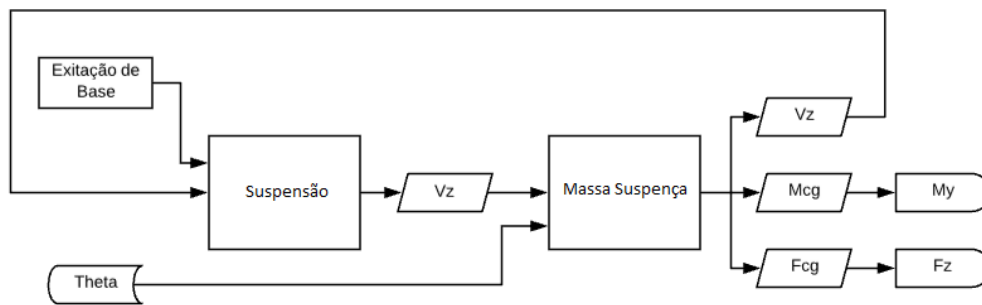


FIG 3.26: Esquema geral do subsistema da dinâmica vertical

Para cumprir com o objetivo de trabalho foi realizada a integração dos dois subsistemas por meio da equação de movimento geral, conforme se vê na FIG 3.27:

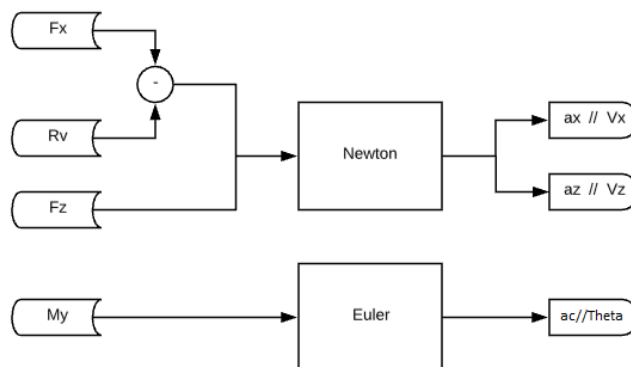


FIG 3.27: Esquema geral da equação de movimento

Finalmente é realizada a integração total do modelo permitindo a análise das duas dinâmicas em forma simultânea. O modelo computacional completo desenvolvido em ambiente MATLAB/Simulink é apresentado na FIG 3.28.

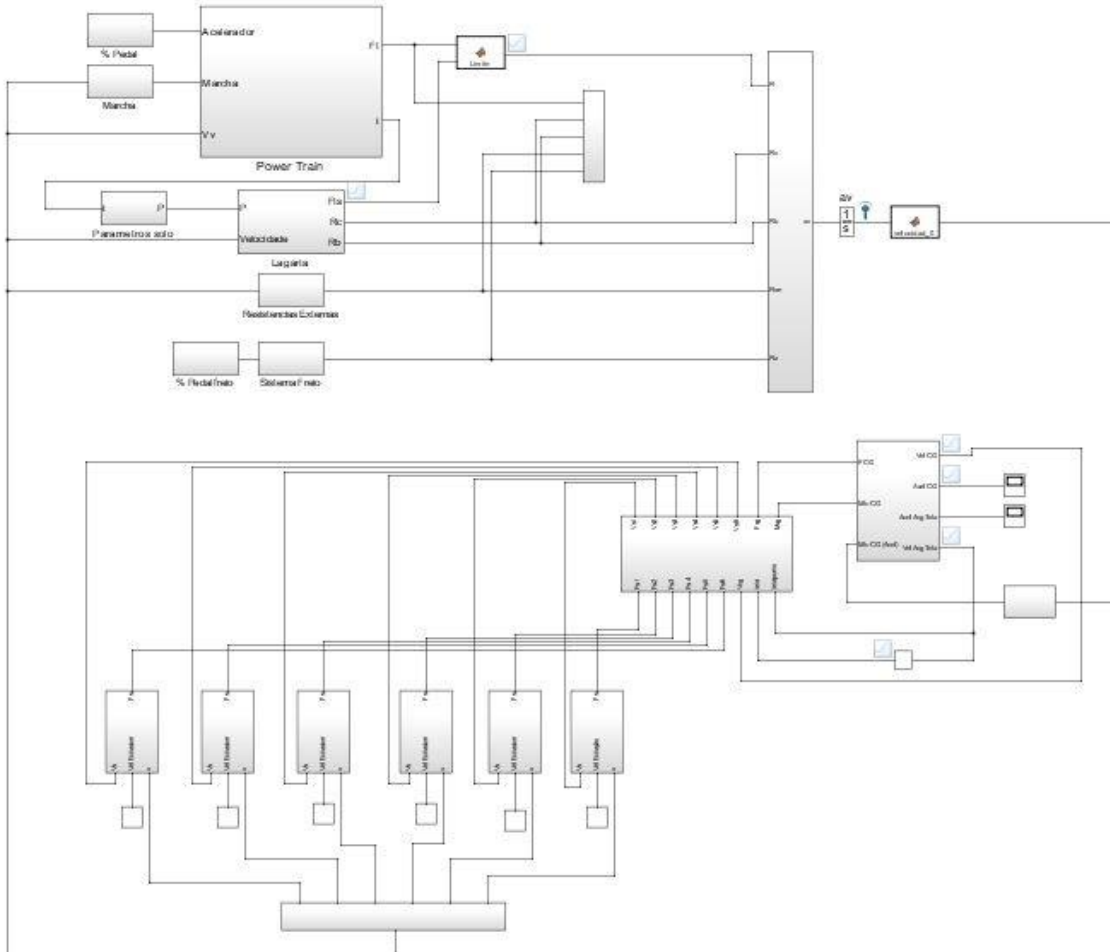


FIG 3.28: Modelo matemático completo.

Cada um dos blocos e as funções do modelo são apresentados no Apêndice A.

Finalmente na FIG 3.29 são apresentadas as forças que atuam no modelo desenvolvido.



FIG 3.29: Esquema gráfico do modelo matemático.

4 APLICAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

O modelo matemático desenvolvido pode ser utilizado para qualquer tipo de veículo, basta conhecer determinados parâmetros do veículo e do solo para poder aplicá-lo. É possível analisar veículos com diferentes características, como peso, potência, dimensões, número de rodas, número de amortecedores, etc.

Neste caso, são analisados dois veículos de combate que têm diferentes funções operacionalmente e também possuem diferentes características de projeto. Inicialmente, é analisado a VBTP M113 (FIG. 4.1). É possível encontrar uma grande variedade de estudos sobre este veículo (WONG e HUANG, 2006; ATA, 2014; DHIR e SANKAR, 1994) , sendo isso importante para interpretar e comparar os resultados do modelo matemático desenvolvido.



FIG 4.1: VBTP M113. Fonte: Army Recognition website

Posteriormente, analisa-se o comportamento do VC TAM 2C (FIG. 4.2), veículo de fabricação Argentina e utilizado apenas no Exército Argentino. Não existem referências bibliográficas ou estudos sobre este veículo.



FIG 4.2: VC TAM 2C. Fonte: Franco [2018]

4.1 PARÂMETROS DOS CARROS DE COMBATE

Há uma série de parâmetros necessários para o modelo matemático funcionar corretamente. Esses parâmetros são mencionados na TAB. 4.1:

TAB 4.1: Parâmetros dos veículos.

Especificações do veículo	M113	TAM 2C
Tipo de motor	V, 6 cilindros, 2 tempos, diesel	V, 6 cilindros, 4 tempos, diesel
Potência Máxima	157 kW (210 HP) a 2.200 rpm	530 kW (720 HP) a 2.200 rpm
Torque Máximo	724 Nm a 1.600 rpm	2270 Nm a 1.600 rpm
Relação 1° marcha	3,81:1	4,45:1
Relação 2° marcha	1,93:1	2,20:1
Relação 3° marcha	1,00:1	1,47:1
Relação 4° marcha	-----	0,95:1
Relação do diferencial	4,412:1	4,5:1
Velocidade máxima	64 Km/h	80 Km/h
Peso	11.300 kgf	30.000 kgf
Iyy veículo	12.856 kgm ²	31.864 kgm ²
Peso das rodas	113,5 kgf	250 kgf
Quantidade rodas	5	6
Diâmetro rodas	0,61 m	0,69
Distância entre rodas	0,66 m	0,79
Amortecedores	3	4

Molas equivalentes	5	6
Coef rigidez molas	104.000 N/m	187.000 N/m
Coef amortecimento	22.520 Ns/m	25.000 Ns/m
Largo da lagarta	0,38 m	0,50 m
Comprimento lagarta	2,60 m	3,90 m
Comprimento patim lagarta	0,15 m	0,17 m

Fonte: Wong (2010), TM 9-2350-261-10, TAMSE

4.2 PARÂMETRO DOS SOLOS

Para realizar as simulações, foram selecionados dois tipos de solos homogêneos, que permitem comparar as respostas dinâmicas de ambos os veículos em determinadas situações. Os solos selecionados são argila (*clay*) e areia seca (*dry sand*). Os parâmetros necessários que permitem descrever o comportamento mecânico do solo para executar o modelo matemático foram obtidos de WONG (2010) e são apresentados na TAB 4.2:

TAB 4.2: Parâmetros dos solos simulados.

Parâmetros	Argila	Areia
c	3,45	1,04
ϕ	11°	28°
n	1,0	1,1
K_c	20,68	0,99
K_ϕ	814,3	1528,43

Fonte: Wong (2010)

Na TAB.4.2 observa-se os valores dos coeficientes de coesão c , do ângulo de fricção interna ϕ e dos parâmetros n , K_c e K_ϕ , que são parâmetros obtidos empiricamente para determinar a relação de pressão-afundamento determinados por Bekker.

5 SIMULAÇÕES E RESULTADOS

São desenvolvidas cinco simulações diferentes para cada um dos veículos (M113 e TAM 2C), obtendo-se a resposta dinâmica para cada uma das simulações. Posteriormente os resultados de cada veículo são comparados com a finalidade de obter conclusões sobre a resposta destes veículos a cada simulação desenvolvida.

As condições gerais das simulações são definidas ao início de cada simulação. O carro é posicionado no instante $t=0$, obtendo um afundamento inicial z_0 . No instante $t=3$ é apertado o pedal pelo motorista em forma permanente ao longo de toda a simulação. Em quanto o veículo desloca-se ocorrem as cargas repetitivas das rodas o que produz acelerações e velocidades tanto verticais como angulares que são estudadas.

5.1 M113

Primeiramente é analisada a VBTP M113. Os parâmetros deste veículo foram apresentados na TAB 4.2. O trem de rolamento deste veículo é composto de cinco rodas de apoio, sendo que o comprimento da lagarta estendida sobre o solo mede 2,6 m, e sua largura mede 0,38 m.

5.1.1 CARGAS DINÂMICAS

A primeira simulação consiste em analisar a resposta do veículo deslocando-se em solo deformável (argila). O veículo parte da posição estática, sendo aplicada uma força no pedal do acelerador do motorista, que é mantido sob pressão constante até o término da simulação. Portanto, o sinal de entrada para obter o torque corresponde fisicamente à posição da cremalheira da bomba injetora em linha de seu motor diesel, representando o quanto o acelerador está sendo pressionado pelo motorista; neste caso é de 0,4% durante toda a simulação. O veículo se desloca em primeira marcha, e as cargas repetitivas não são consideradas, a fim de observar o ângulo de *pitch* produzido pelas cargas dinâmicas resultantes de sua aceleração inicial.

Nas FIG 5.21 e 5.2 vê-se que enquanto o veículo aumenta sua velocidade, o *pitch* atinge um valor máximo. Posteriormente, quando o veículo mantém uma velocidade

constante, o ângulo de *pitch* do veículo retorna à sua condição inicial, similar à posição de repouso.

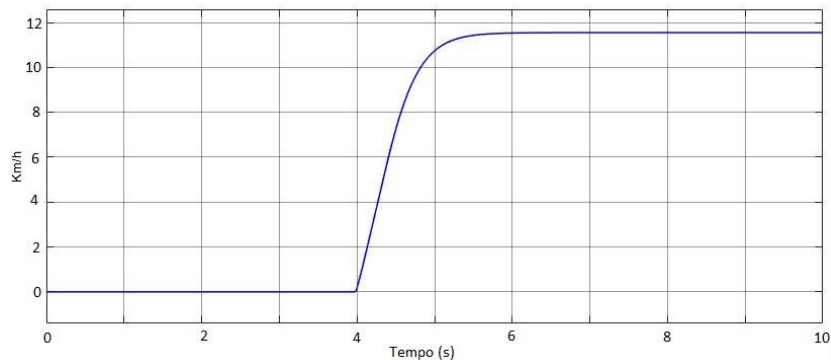


FIG 5.1: Resposta em velocidade do M113 - Argila.

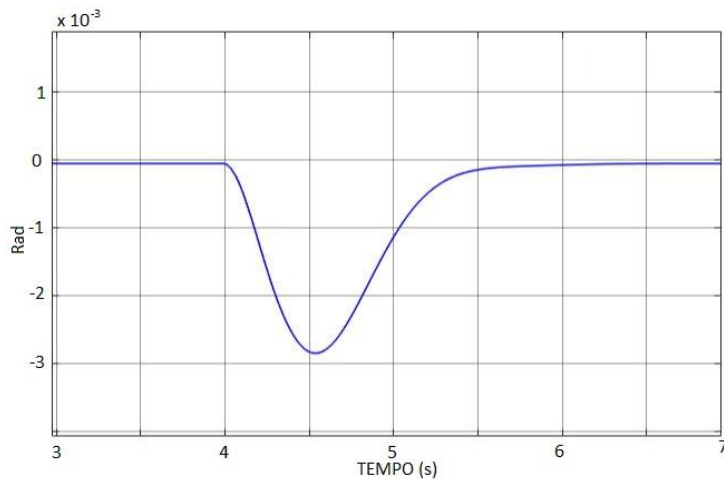


FIG 5.2: Ângulo de *pitch* no início do deslocamento do M113 na argila.

5.1.2 CARGAS REPETITIVAS

Nesta simulação são consideradas as cargas repetitivas às quais o solo é submetido como resultado da passagem de cada uma das rodas de apoio. Este fenômeno produz uma reação no veículo, que é analisada ao observar os movimentos de *bounce* e *pitch* durante o período de tempo no início do deslocamento.

Na posição estática o veículo tem um afundamento inicial igual em todas as rodas. Ao começar a se mover, cada roda passa sobre a posição ocupada pela roda anterior. Portanto, quando uma roda ocupa o lugar da roda imediatamente anterior, exerce uma pressão que provoca novo afundamento do solo.

A resposta às cargas repetitivas é representada pela excitação de base mostrada na FIG. 5.3, onde as linhas representam o afundamento de cada uma das rodas ao tempo que o veículo se desloca.

O afundamento de cada uma das rodas é calculado conforme com os parâmetros característicos de cada tipo de solo.

O período de tempo entre cada um dos afundamentos das rodas é calculado de acordo com a velocidade de deslocamento do veículo.

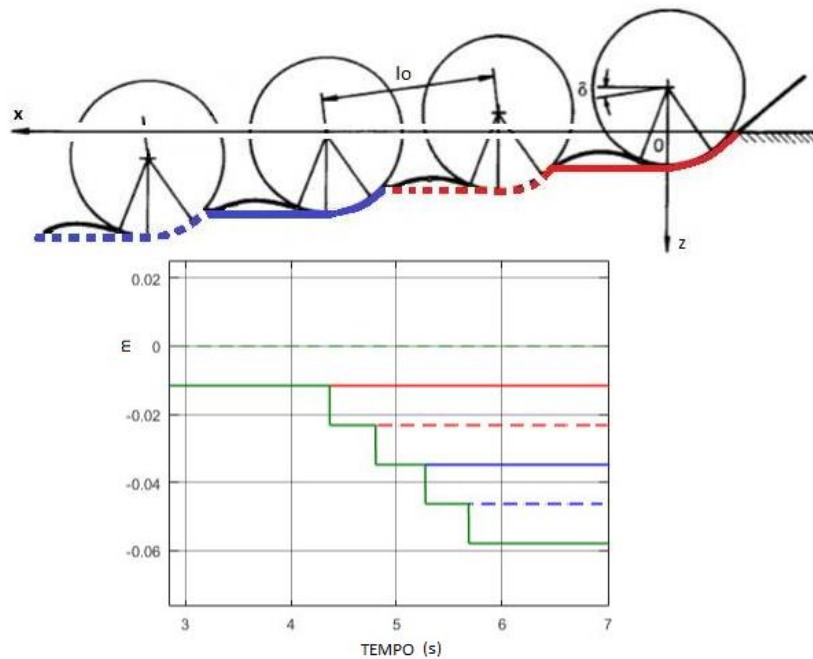


FIG 5.3: Excitação de base das cargas repetitivas.

Cada uma das linhas representa a posição de cada uma das rodas.

1ª roda: linha vermelha.

2ª roda: linha vermelha tracejada.

3ª roda: linha azul.

4ª roda: linha azul tracejada.

5ª roda: verde.

Aplicando a excitação de base ao modelo matemático, obtém-se a resposta do veículo ao iniciar seu deslocamento a partir da posição horizontal estática, até que ele atinge a posição final por causa das cargas repetitivas de cada uma das rodas.

Inicialmente observa-se a aceleração, velocidade e posição do CG para analisar o comportamento do *bounce* do veículo. As acelerações e velocidades verticais observadas nas FIG 5.4 e FIG 5.5 são uma consequência do afundamento que acontece

cada vez que uma roda passa sobre a posição da roda anterior. Essas acelerações são maiores no começo porque inicialmente todas as rodas afundam simultaneamente. À medida que o veículo avança, há menos rodas que afundam, portanto, as acelerações e velocidades do CG do veículo são de magnitude menor. Quando o veículo ultrapassa a posição inicial da roda 1 com a roda 5, não são observadas mais acelerações ou velocidades verticais, ou seja, o veículo adotou a posição final que permite determinar o afundamento relativo do CG (FIG 5.6).

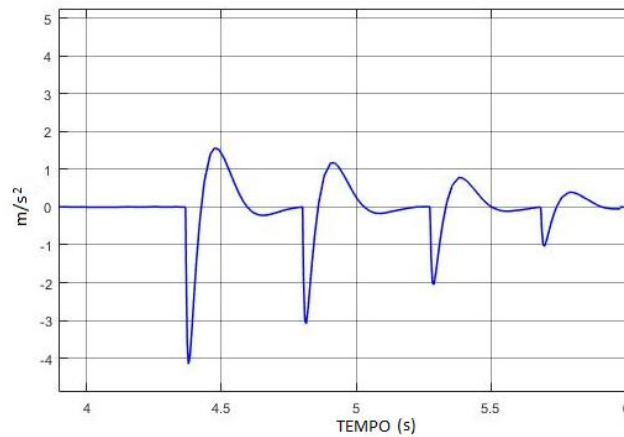


FIG 5.4: Aceleração do CG.

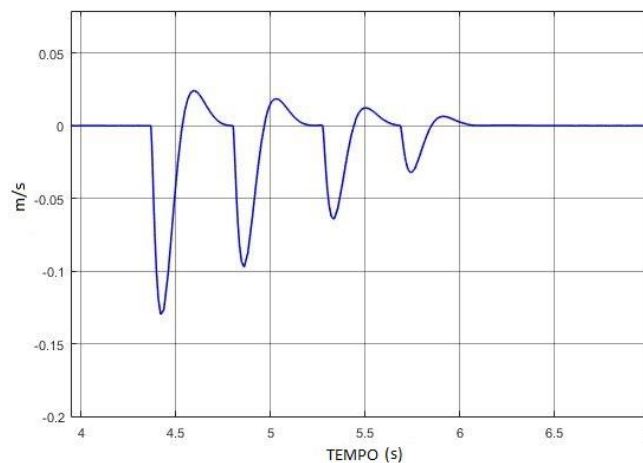


FIG 5.5: Velocidade do CG.

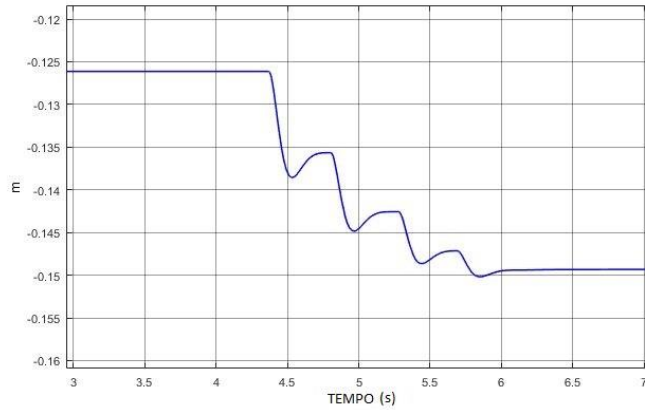


FIG 5.6: Posição de *bounce*.

Nas FIG 5.7, FIG 5.8 e FIG 5.9, tem-se respectivamente a aceleração, velocidade e posição do ângulo de *pitch* do veículo.

Observa-se na FIG 5.7 e na FIG 5.8, que a primeira variação na curva (localizada em 4 s), é devida à aceleração do veículo. Os valores seguintes são as reações devido ao afundamento de cada uma das rodas. Todas as rodas mantêm a mesma distância entre elas, portanto o afundamento de cada uma ocorre simultaneamente, até que a última roda passa pela posição da roda inicial, momento em que o veículo atinge a sua posição final.

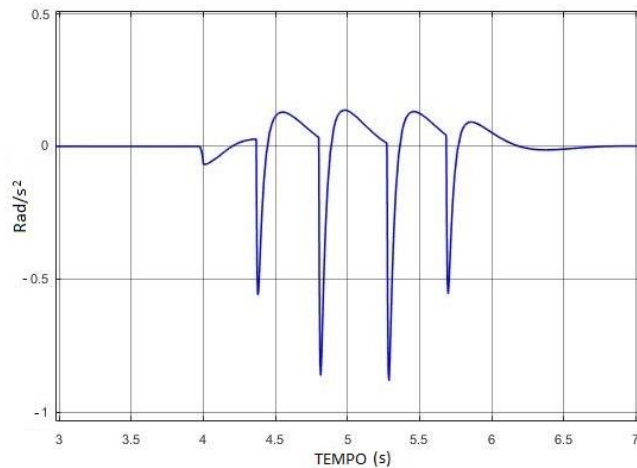


FIG 5.7: Aceleração do *pitch*.

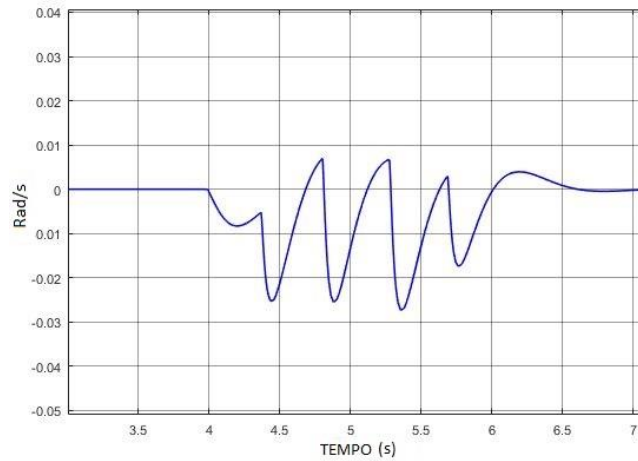


FIG 5.8: Velocidade do *pitch*.

A FIG. 5.9, permite observar o valor final do ângulo de *pitch* do veículo. Observa-se também como aumenta o ângulo de *pitch* indicando que o veículo adota uma posição mais inclinada devido ao aumento do afundamento das rodas traseiras.

Também é importante considerar que, por ser o veículo sujeito a uma baixa aceleração (onde o *pitch* é pouco significativo), as variações no ângulo de *pitch* ficam bem destacadas cada vez que uma roda afunda.



FIG 5.9: Posição do *pitch*.

5.1.3 INCREMENTO DA ACELERAÇÃO DO VEÍCULO

Essa simulação é semelhante à realizada anteriormente, variando apenas o sinal de entrada do motor para obter um torque maior. Ele é simulado por meio do aumento na porcentagem da pressão do pedal do motorista (atingindo um valor de 0,8%).

Na FIG 5.10, observa-se que com as mesmas condições de simulação, quando é aplicado um torque maior, o veículo sofre uma aceleração maior, portanto atinge uma velocidade maior.

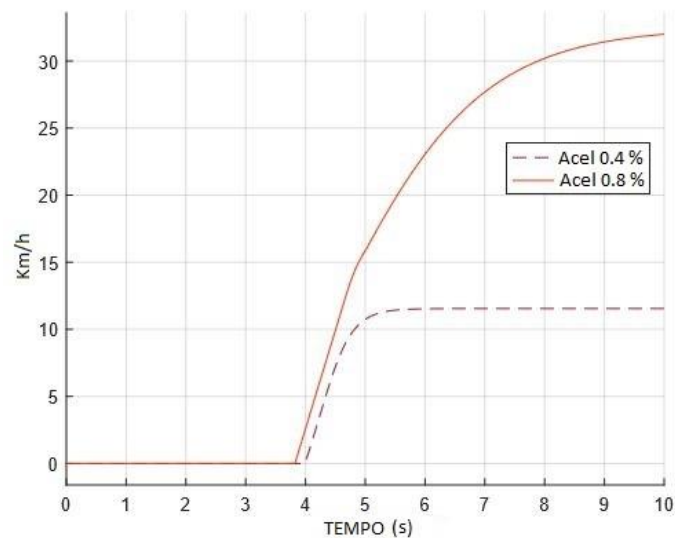


FIG 5.10: Velocidade do veículo nas duas acelerações.

Observa-se também que o veículo inicia seu deslocamento antes, isto se deve ao fato de que as resistências que se opõem ao movimento do veículo (R_c e R_b) são superadas mais cedo pela F_t produzida pelo *powertrain*.

Na FIG 5.11, quando se comparam as acelerações de CG pode-se ver, no caso da aceleração de 0,8%, que os valores máximos de aceleração vertical no afundamento de cada uma das rodas, ocorrem em intervalos de tempo mais curtos. Isso é porque o veículo está se movimentando mais rápido.

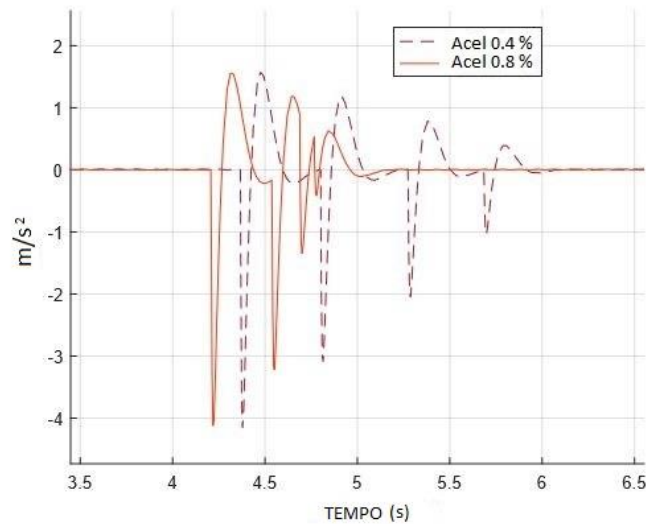


FIG 5.11: Comparação da aceleração do CG.

Observa-se também que por conta da rapidez com que esse fenômeno acontece, os valores máximos de aceleração das últimas rodas são reduzidos, por causa do efeito da aceleração da roda anterior que ainda está se movimentando em sentido oposto quando acontece o afundamento da seguinte roda.

Em ambas as simulações a magnitude da aceleração vertical nas duas rodas iniciais são semelhantes. No caso das últimas rodas, os valores da aceleração vertical da simulação de maior velocidade do veículo atingem valores que são a metade do valor da aceleração do CG da anterior (com pedal a 0,4 %).

Em relação à velocidade do GC, os mesmos esclarecimentos descritos no parágrafo anterior são válidos para explicar o gráfico da FIG 5.12.

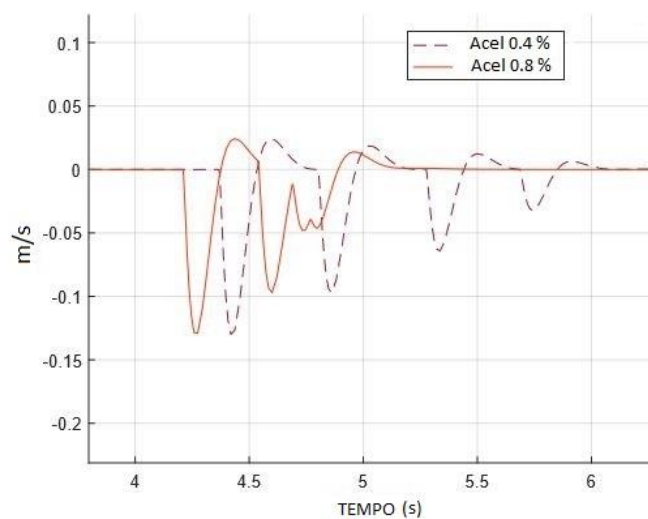


FIG 5.12: Comparação da velocidade do CG.

É importante notar que, a causa pela qual a primeira aceleração e velocidade vertical acontecem antes na simulação de aceleração de 0.8% é porque a segunda roda passa antes pela posição da primeira roda, por deslocar-se a maior velocidade. Além disso, as resistências ao movimento são superadas mais cedo.

Finalmente, vê-se que a posição inicial e final do CG nas duas simulações alcançam valores iguais (FIG 5.13), havendo apenas uma variação no transiente devido à diferente aceleração linear do veículo.

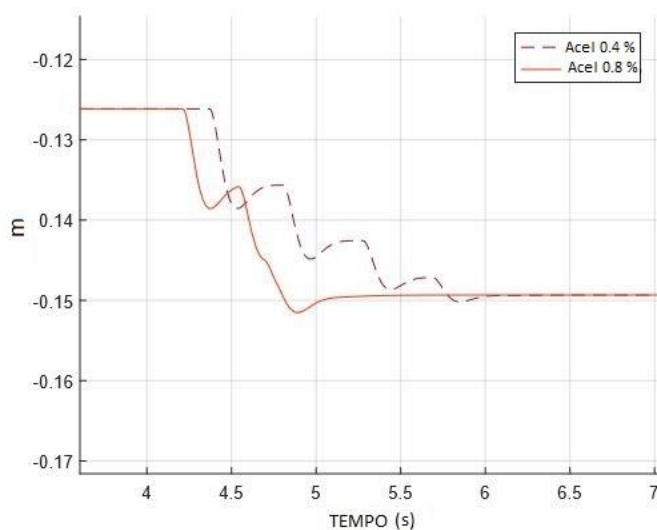


FIG 5.13: Comparação da posição do CG.

Na simulação de maior aceleração linear, é mais difícil identificar os momentos em que ocorre o afundamento de cada uma das últimas rodas do veículo. Isto porque as rodas afundam sequencialmente num curto período de tempo.

As FIG 5.14, FIG 5.15 e FIG 5.16, representam as acelerações, velocidades e posições para o estudo do comportamento do *pitch* do veículo.

No caso da aceleração de 0.8%, como o veículo atinge uma velocidade linear maior e as distâncias entre as rodas são relativamente pequenas, as respostas em aceleração e velocidade do *pitch* ocorrem mais rapidamente. Isto é claramente mostrado na FIG 5.14, onde se vê como os valores máximos e mínimos da aceleração do *pitch* produzidos pelo afundamento das rodas ocorrem em períodos de tempo curtos, menores do que na simulação anterior.

Na FIG. 5.15 vê-se que a velocidade do *pitch* praticamente dobra seu valor devido ao breve lapso de ocorrência entre cada um dos afundamentos.

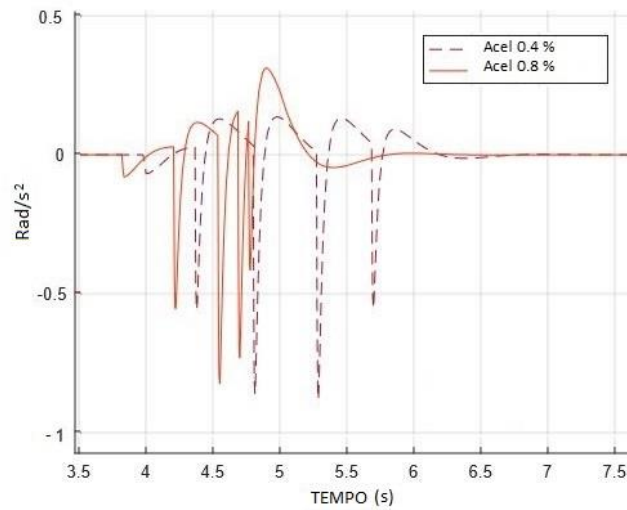


FIG 5.14: Comparação da aceleração do *pitch*.

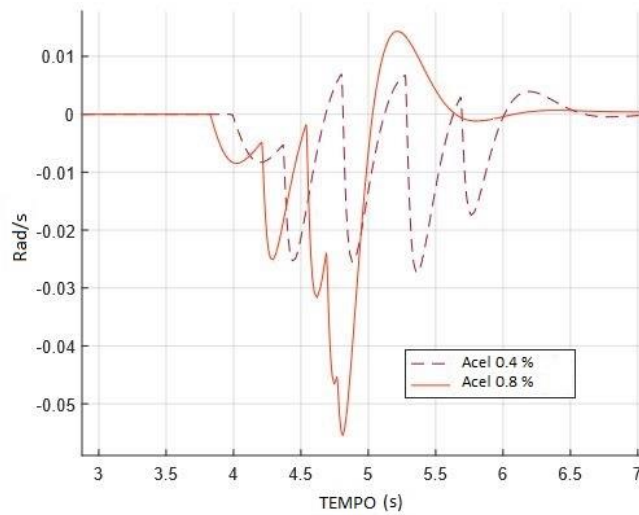


FIG 5.15: Comparação da velocidade do *pitch*.

Finalmente, a FIG. 5.16 apresenta a existência de uma maior oscilação final durante a simulação de maior velocidade linear, produto do supracitado. Apesar disso, a posição final do veículo será a mesma.

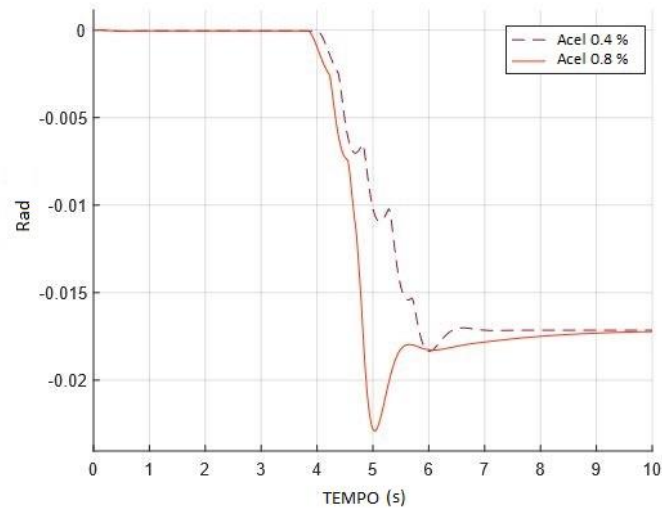


FIG 5.16: Comparação da posição do *pitch*.

5.1.4 DIFERENTES SOLOS

Agora o comportamento do veículo é analisado nas mesmas condições de simulação, mas movimentando-se em diferentes tipos de solos. Dois solos são avaliados, um de argila e outro de areia. Os parâmetros característicos destes solos foram apresentados no TAB 4.2.

Conforme observado na FIG 5.17, o veículo desenvolve uma velocidade maior no solo de areia do que no solo de argila. Na areia, a força de tração atinge um valor maior diante das forças resistentes ao movimento, e portanto também inicia o deslocamento antes do que o deslocamento sobre o solo argiloso.

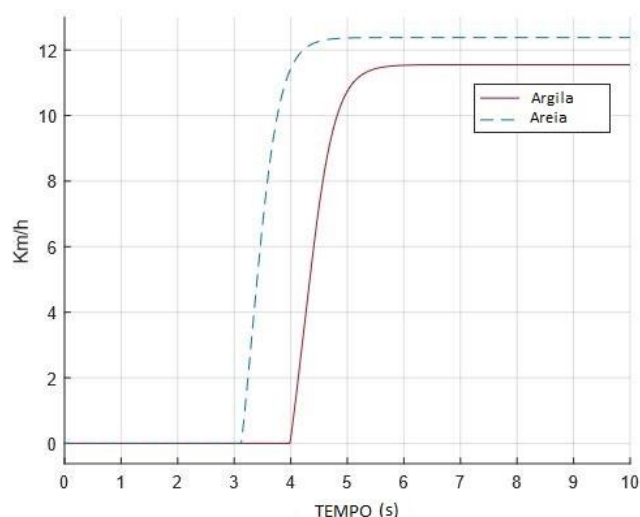


FIG 5.17: Comparação da velocidade do veículo em argila e areia.

Analisando a resposta da dinâmica longitudinal (ver TAB 4.3), podemos estudar o comportamento do veículo em cada tipo de solo.

TAB 4.3: Resposta da iteração com o solo – M113.

	ARGILA	AREIA
Força de Tração (kN)	26,58	56,16
Resistência à Compactação (kN)	1,109	0,8175
Resistência de terraplanagem (kN)	4,62	0,1123
Drawbar Pull (kN)	20,85	55,23
Coef DP	0,4081	1,081
DP Power	66,91	189,9
[η_m] – Eficiência de movimento	0,7845	0,9834
[η_s] – Eficiência de deslizamento	0,9902	1
[η_d] - Eficiência de tração	0,7768	0,9834
Deslizamento (i)	0,99	1

Fonte: Wong (2010), TM 9-2350-261-10, TAMSE

Nas seguintes figuras é analisada a dinâmica vertical, inicialmente o *bounce* e posteriormente o *pitch* do veículo nos diferentes solos. Observa-se na FIG. 5.18 e na FIG. 5.19 que as acelerações e velocidades verticais do veículo trafegando sobre solo argiloso são maiores na ordem de 30%, por causa do maior afundamento de cada uma das rodas neste tipo de terreno.

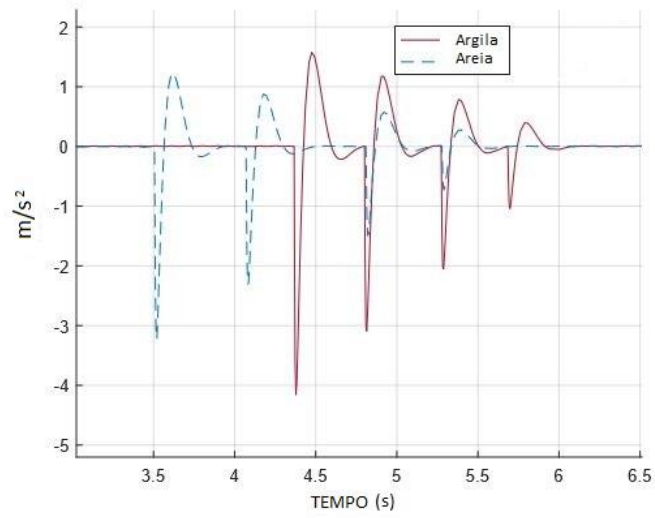


FIG 5.18: Comparação da aceleração do CG em argila e areia.

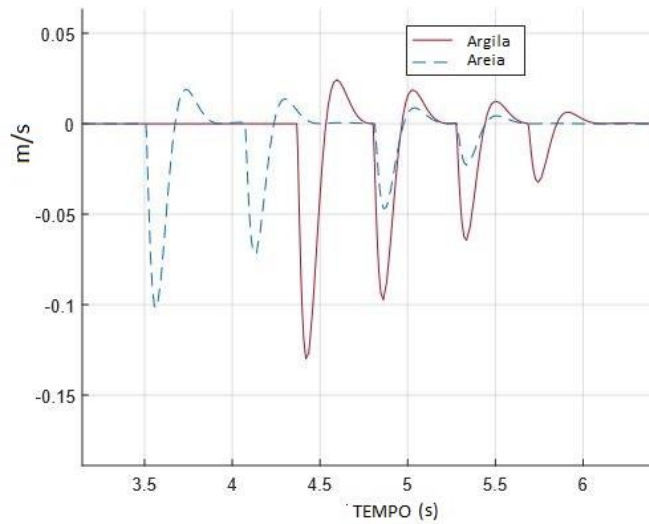


FIG 5.19: Comparação da velocidade do CG em argila e areia.

Finalmente, na FIG 5.20, vê-se que o afundamento na argila é maior do que na areia, tanto na posição inicial quanto na posição final.

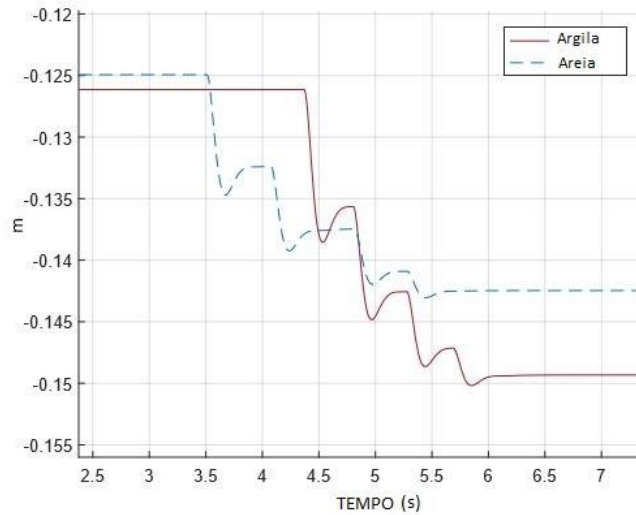


FIG 5.20: Comparação da posição do CG em argila e areia.

Análise do comportamento do *pitch* nos dois solos.

A mesma análise das acelerações e velocidades do CG é válida para as respostas em aceleração e velocidade de *pitch*. Pode se ver na FIG 5.21 os valores absolutos de aceleração vertical são praticamente um 0.3% maiores no solo argiloso.

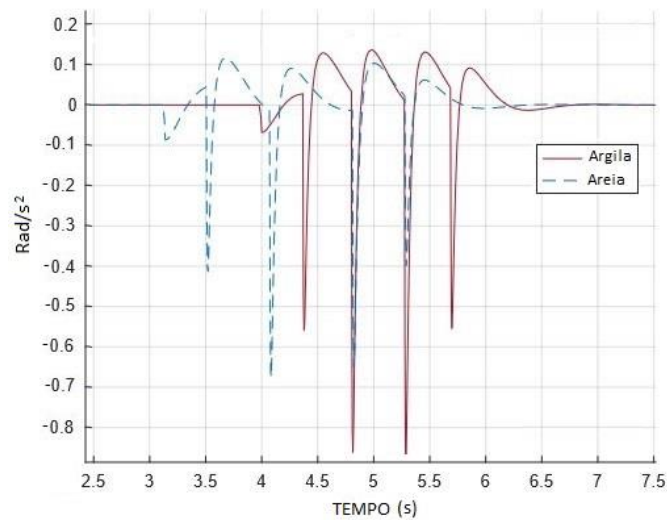


FIG 5.21: Comparação da aceleração do *pitch* em argila e areia.

Ao analisar detalhadamente o gráfico da velocidade de *pitch* (FIG 5.22) observa-se um comportamento semelhante entre os gráficos de ambos os solos, mas é necessário esclarecer que as respostas no solo argiloso, são mais abruptas, devido à rapidez em que ocorre a mudança de direção do ângulo de *pitch*, por causa do afundamento de cada uma das rodas devido à maior velocidade de aceleração do veículo.

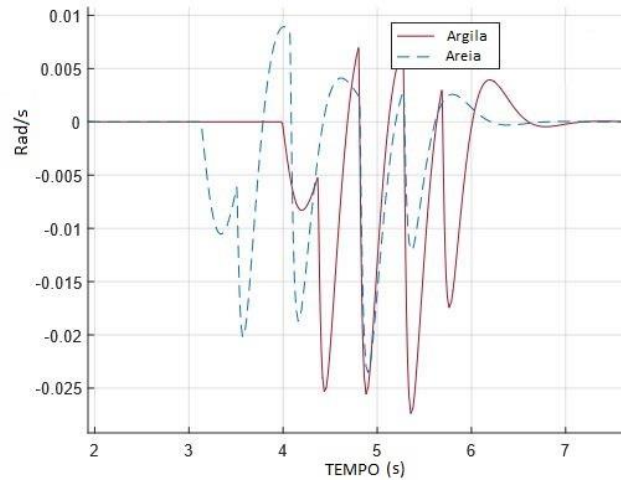


FIG 5.22: Comparação da velocidade do *pitch* em argila e areia.

Finalmente, tem-se que o ângulo final de *pitch* no solo argiloso atinge um valor de ângulo maior do que na areia, devido à maior subsidência do veículo em solo argiloso (FIG 5.23).

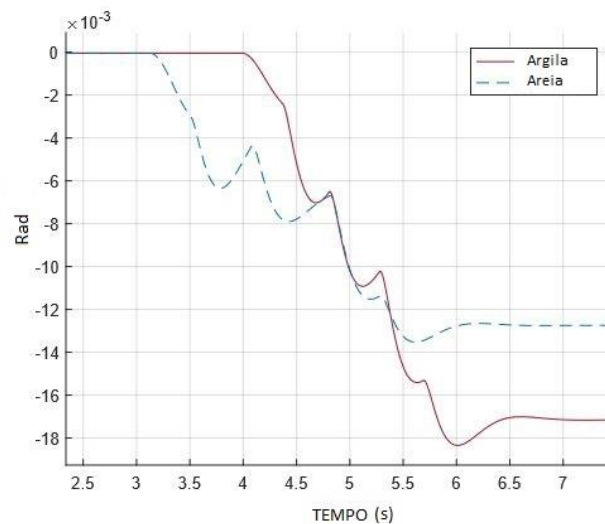


FIG 5.23: Comparação da posição do *pitch* em argila e areia.

5.1.5 VARIAÇÕES DO AMORTECIMENTO

Até o momento a resposta do veículo de combate foi analisada com a configuração de cinco amortecedores, ou seja, um amortecedor em cada roda. Agora são desenvolvidas simulações de acordo com a configuração real do veículo. No caso do M113, ele possui três amortecedores, colocados nas rodas 1, 2 e 5 de cada lado do veículo.

Os gráficos das FIG. 5.24 e 5.25 mostram o comportamento do *bounce* das duas configurações mencionadas acima. Tanto na FIG 5.24 como na FIG 5.25, observa-se que os valores máximos absolutos que descrevem acelerações e velocidades verticais alcançam valores de menor magnitude nos primeiros afundamento e igual magnitude nos últimos com a configuração de três amortecedores.

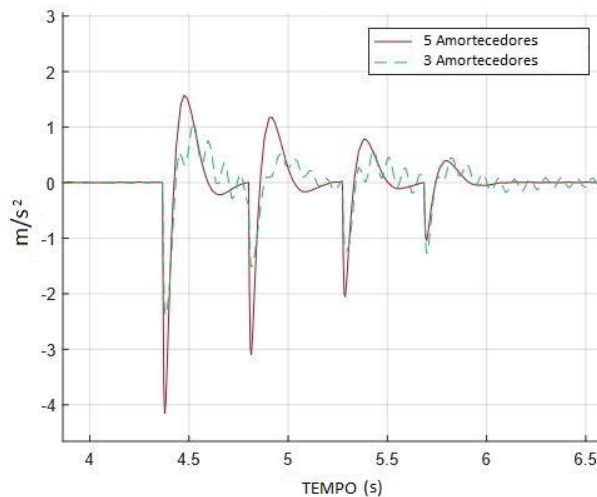


FIG 5.24: Comparação da aceleração do CG com 5 e 3 amortecedores.

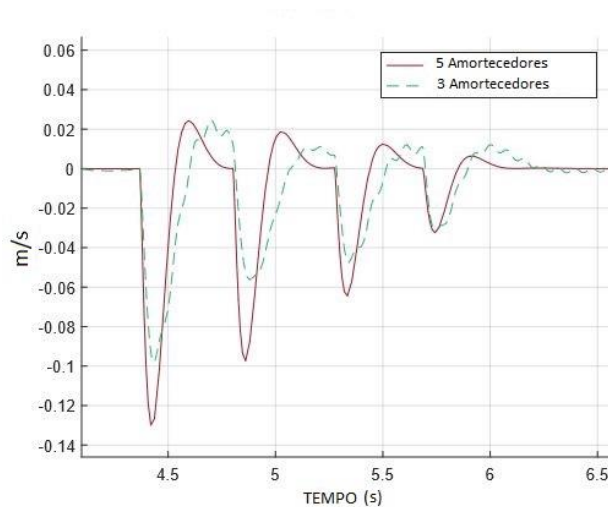


FIG 5.25: Comparação da velocidade do CG com 5 e 3 amortecedores.

Também se observam pequenas oscilações de pouca relevância na trajetória geral descrita em cada um dos gráficos. Ressalta-se ainda que a trajetória geral das oscilações, tanto em aceleração quanto em velocidade, coincide nas duas simulações. Da análise dos gráficos apresentados na FIG 5.26, conclui-se que ocorrem deslocamentos verticais menos abruptos, mais lentos e deslocamentos verticais mais acentuados (menos

amortecidos) na configuração de três amortecedores, mas tendo em consideração a magnitude da escala, são praticamente iguais.

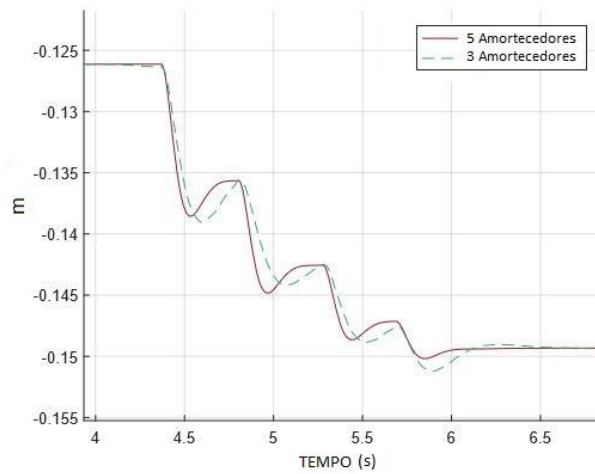


FIG 5.26: Comparação da posição do CG com 5 e 3 amortecedores.

A seguir, é analisado o *pitch* das duas configurações. Observa-se que as acelerações e velocidades de *pitch* também alcançam em geral magnitudes de menor valor na ordem de 25% no caso da configuração de três amortecedores (FIG 5.27 e FIG 5.28).

Nota-se principalmente na aceleração de *pitch* (FIG. 5.27) a presença de uma pequena oscilação permanente que acompanha a trajetória geral da configuração de cinco amortecedores.

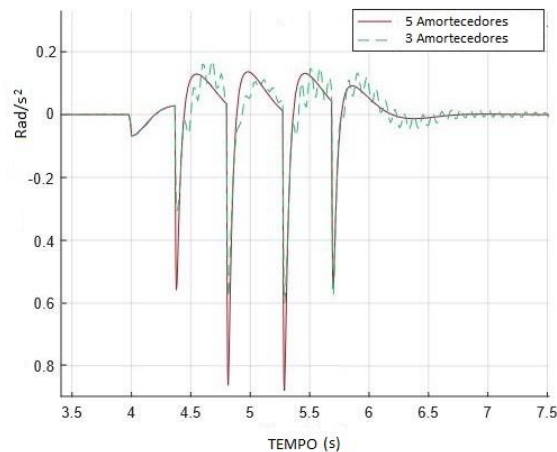


FIG 5.27: Comparação da aceleração do *pitch* com 5 e 3 amortecedores.

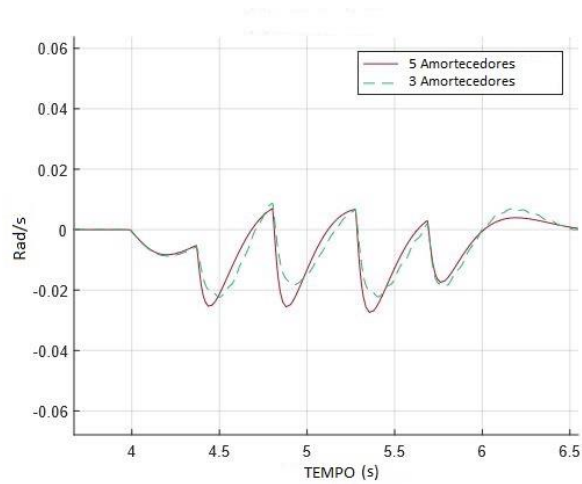


FIG 5.28: Comparação da velocidade do *pitch* com 5 e 3 amortecedores.

Os valores da posição final do ângulo de *pitch* são praticamente os mesmos (FIG 5.29).

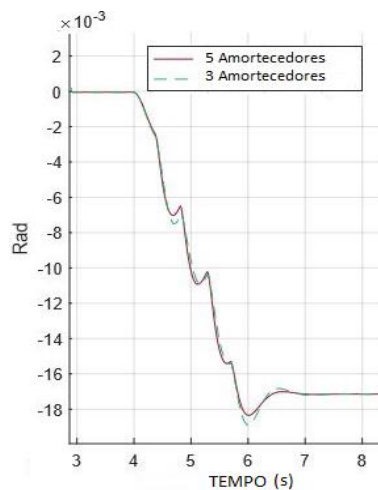


FIG 5.29: Comparação da posição do *pitch* com 5 e 3 amortecedores.

5.2 TAM 2C

Agora o VC TAM 2C é analisado. Os parâmetros deste veículo constam na TAB 4.2. Neste veículo o trem de rolamento é composto de seis rodas de apoio, sendo que o comprimento da lagarta estendida sobre o solo mede 3,9 m, e sua largura mede 0,50 m. As mesmas simulações realizadas com a VBTP M113 são replicadas, para analisar as respostas de ambos os veículos.

5.2.1 CARGAS REPETITIVAS

Nesta simulação é estudada a resposta do veículo frente às cargas repetitivas. Para isso é considerado que o afundamento de cada uma das rodas é calculado segundo os parâmetros característicos de cada tipo de solo, e o período de tempo em que cada roda passa sobre a posição da roda anterior é calculado de acordo com a velocidade de deslocamento do veículo. A excitação de base é representada na FIG 5.30:

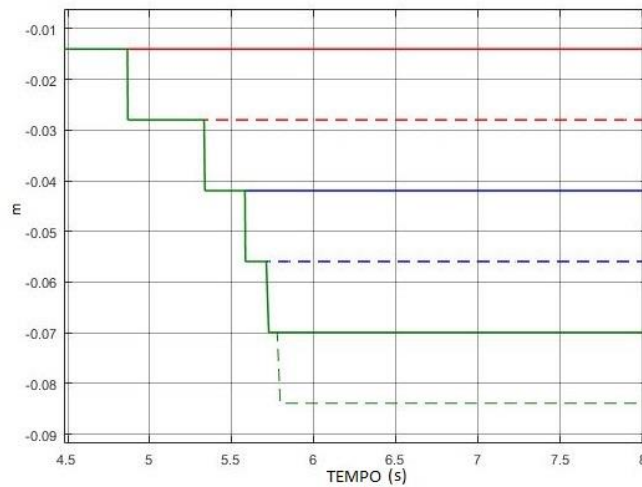


FIG 5.30: Excitação de base das cargas repetitivas – TAM 2C.

A resposta às cargas repetitivas é estudada segundo a excitação de base, onde cada uma das linhas representa a posição de cada uma das rodas à medida que o veículo se desloca.

1ª roda: linha vermelha.

2ª roda: linha vermelha tracejada.

3ª roda: linha azul.

4ª roda: linha azul tracejada.

5ª roda: verde.

6ª roda verde tracejada.

Aplicando a excitação de base ao modelo matemático, obtém-se a resposta do veículo ao iniciar seu deslocamento a partir da posição horizontal estática, até que ele atinge a posição final por causa das cargas repetitivas de cada uma das rodas. A velocidade linear do veículo é mostrada na FIG. 5.31.

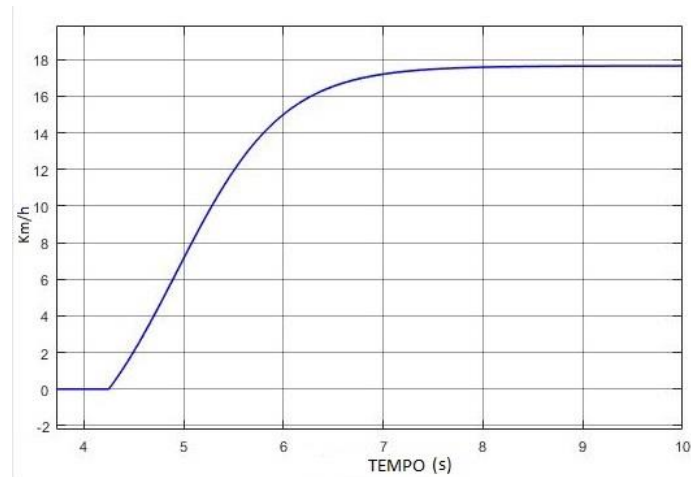


FIG 5.31: Resposta em velocidade do TAM 2C - Argila.

Inicialmente é observada a aceleração, velocidade e posição do CG para analisar o comportamento de *bounce* do veículo. O comportamento geral demonstrado nesta simulação é o mesmo que o mostrado nas simulações do M113. Menciona-se que há existência de um valor máximo absoluto a mais em todas as figuras pelo fato que este veículo tem seis rodas (FIG 5.32, FIG 5.33 e FIG 5.34).

Podemos citar também que o veículo sob as mesmas condições de simulação, onde a porcentagem de pressão do pedal de aceleração do motorista é igual à simulação do M113 (aceleração 0,4%), a resposta em velocidade linear é maior, produzindo lapsos de tempo menores entre o afundamento de cada uma das rodas. Isto é refletido nas FIG 5.32 e FIG 5.33.

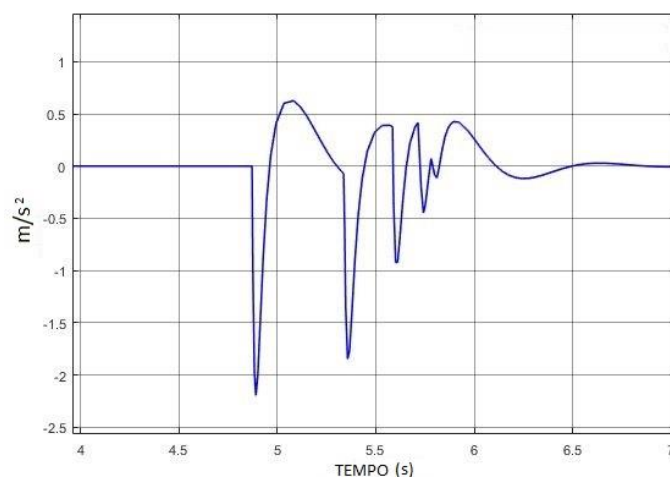


FIG 5.32: Aceleração de *bounce* – TAM 2C.

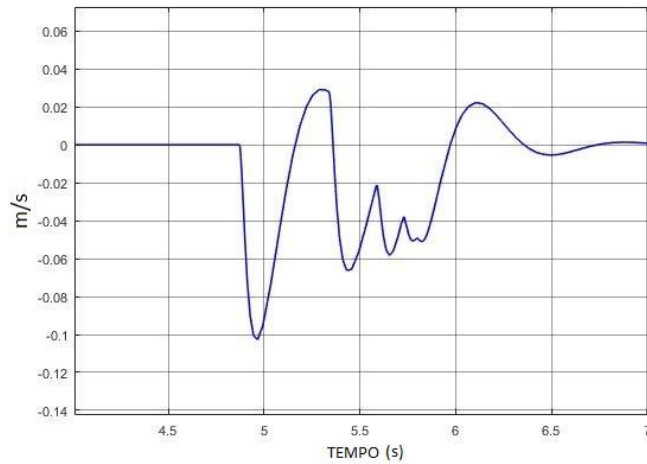


FIG 5.33: Velocidade de *bounce* – TAM 2C.

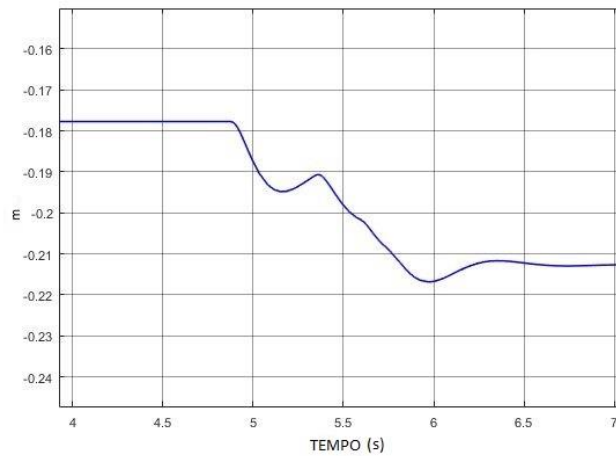


FIG 5.34: Posição de *bounce* – TAM 2C.

Nas FIG 5.35, FIG 5.36 e FIG 5.37, a aceleração, velocidade e posição do ângulo de *pitch* do veículo são apresentadas. Devido ao veículo atingir uma aceleração linear relativamente grande (entre 8 e 15 km/h, ou seja, entre 2,22 e 4,16 m/seg) em relação à distância entre as rodas (0,78 m), o afundamento das rodas 5 e 6 ocorrem praticamente em simultâneo, o que é refletido nos últimos valores absolutos máximos da FIG. 5.35 e FIG 5.36.

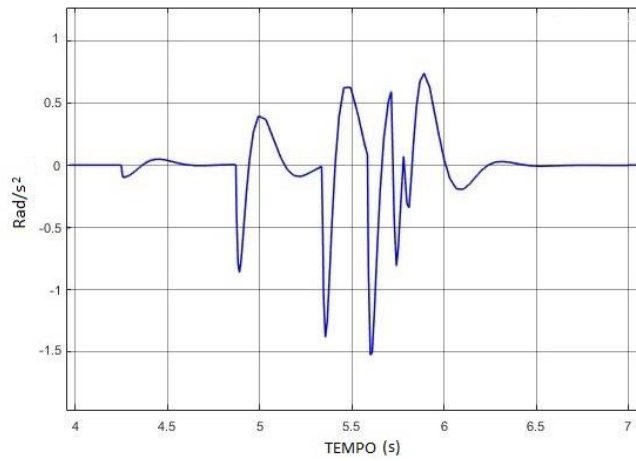


FIG 5.35: Aceleração do *pitch* – TAM 2C.

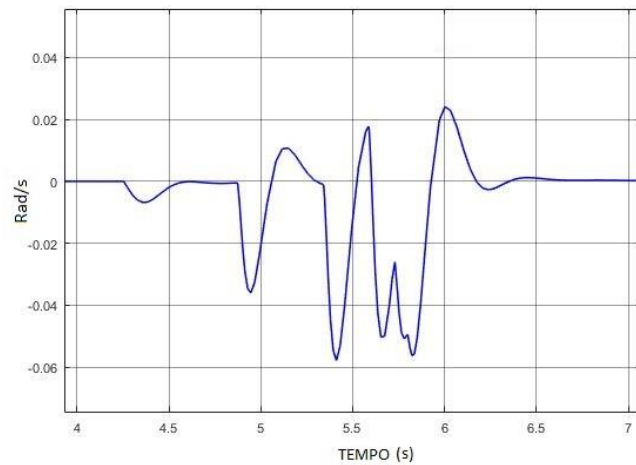


FIG 5.36: Velocidade do *pitch* – TAM 2C.

Observa-se também na FIG. 5.37, que não há degrau no período prévio na posição final do ângulo de *pitch* (5,5 a 6 seg), oportunidade em que as três últimas rodas afundam.

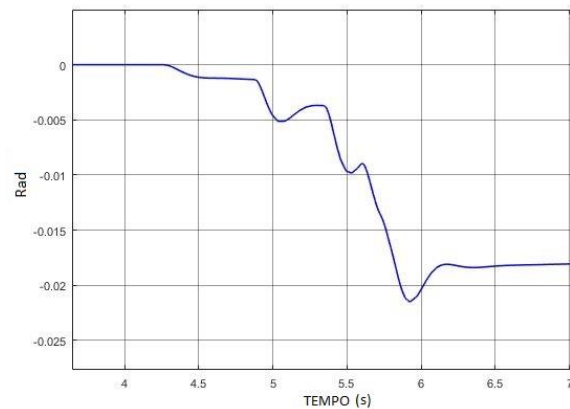


FIG 5.37: Posição do *pitch* – TAM 2C.

5.2.2 INCREMENTO DA ACELERAÇÃO DO VEÍCULO

A simulação é semelhante à realizada anteriormente, modificando apenas o sinal de entrada para o motor para obter um torque maior. É simulado por meio de o aumento na porcentagem de pedal pressionado pelo motorista (atingindo um valor de 0,8%). Na FIG 5.38, observa-se que nas mesmas condições de simulação, quando é aplicado um torque maior, o veículo sofre uma aceleração maior.

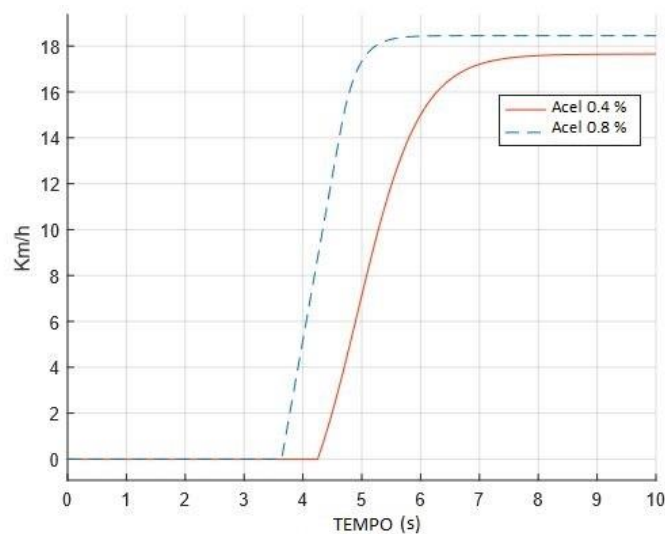


FIG 5.38: Velocidade do TAM 2C nas duas acelerações.

Observa-se também que o veículo inicia seu deslocamento antes, devido ao fato de que as resistências opostas ao movimento do veículo (R_c e R_b) são superadas mais cedo pelo valor da F_t . Nota-se ainda que a velocidade final do veículo é maior.

Na FIG. 5.39 ao comparar as acelerações do CG tem-se, no caso da aceleração de 0,8%, que os valores máximos de aceleração vertical alcançados no momento do afundamento de cada uma das rodas, ocorrem em períodos de tempo menores, porque o veículo está se movendo mais rápido.

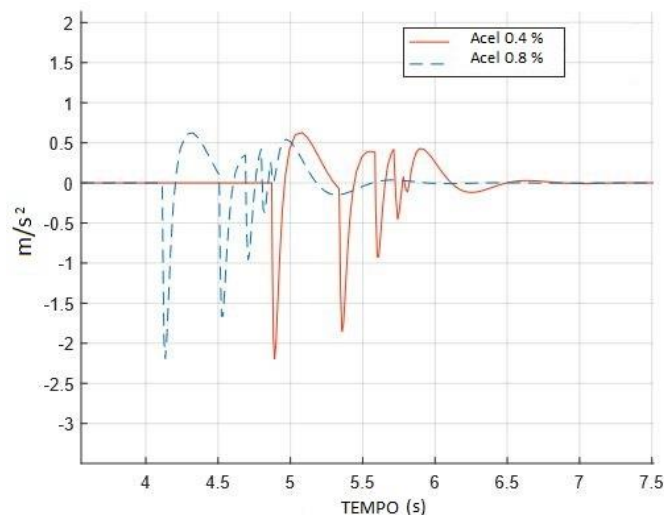


FIG 5.39: Comparação da aceleração do CG – TAM 2C.

É importante esclarecer que o motivo pelo qual o primeiro valor absoluto máximo da simulação de 0,8% ocorre antes da simulação de 0,4% (simulação inicial), é porque o veículo chega antes à posição da roda anterior. Isto ocorre devido à sua maior velocidade de deslocamento. Além disso, a resistência ao movimento é superada antes, portanto o movimento do veículo é antecipado. Com relação à velocidade do CG, há um incremento nas velocidades verticais das últimas rodas do veículo, observado na diferença das curvas na FIG 5.40, sendo esta a consequência do aumento da velocidade e da ocorrência praticamente simultânea do afundamento das rodas traseiras.

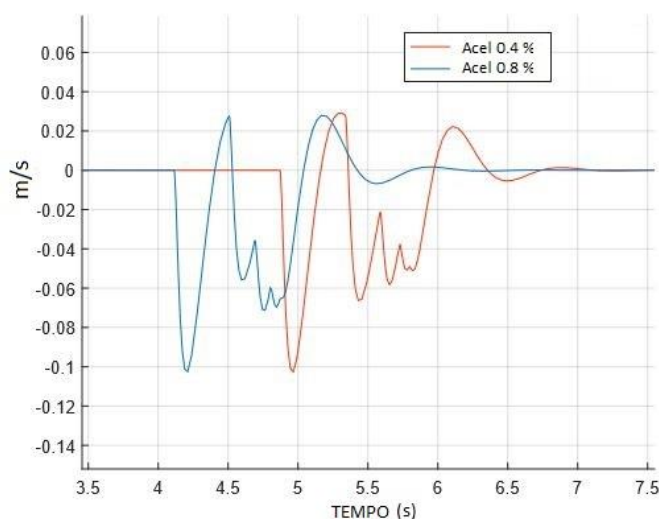


FIG 5.40: Comparação da velocidade do CG – TAM 2C.

Finalmente, na FIG 5.41 tem-se que as posições inicial e final do CG nas duas simulações atingem os mesmos valores, havendo apenas uma variação no transiente

devido à diferente aceleração linear do veículo. As curvas do deslocamento são exatamente iguais.

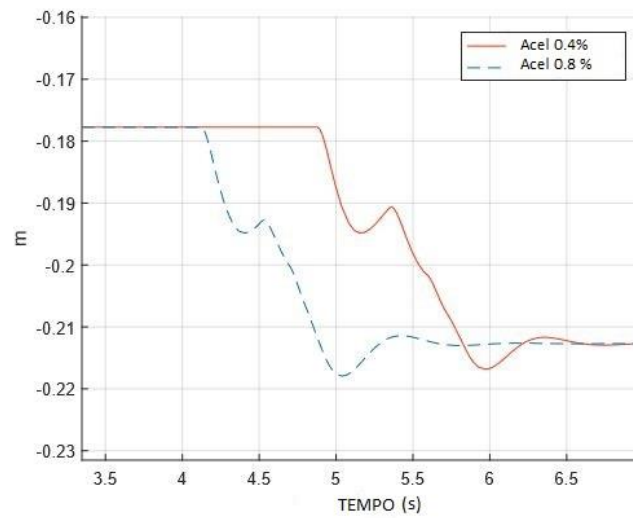


FIG 5.41: Comparação da posição do CG – TAM 2C.

Na análise do comportamento do ângulo de *pitch*, o veículo atinge uma velocidade linear mais alta, e como as distâncias entre as rodas são relativamente pequenas, a resposta em aceleração e velocidade ocorrem mais rapidamente. Isto é mostrado na FIG. 5.42 e na FIG 5.43.

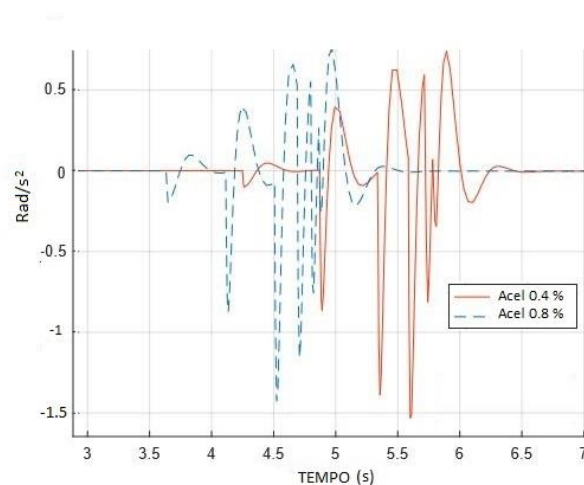


FIG 5.42: Comparação da aceleração do *pitch* – TAM 2C.

Também os valores absolutos de aceleração e velocidade permanecem praticamente iguais.

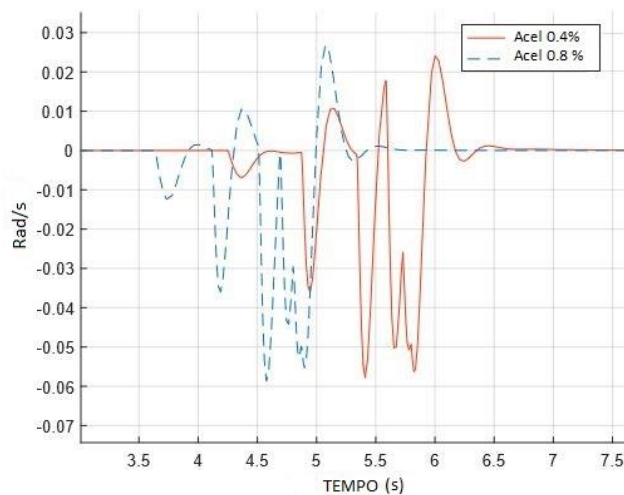


FIG 5.43: Comparação da velocidade do *pitch* – TAM 2C.

Finalmente, a FIG. 5.44 mostra um comportamento semelhante para ambas as simulações, além de mostrar que a posição final do veículo será a mesma.

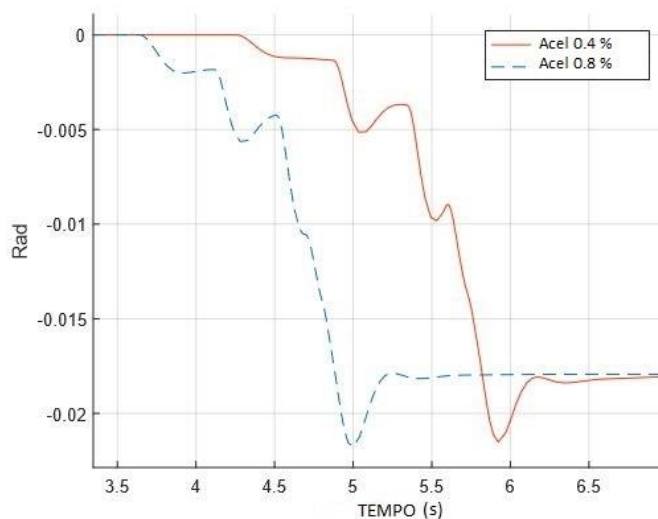


FIG 5.44: Comparação da posição do *pitch* –TAM 2C.

5.2.3 DIFERENTES SOLOS

Analisou-se o comportamento da dinâmica veicular em solo deformável estudando inicialmente a resposta da dinâmica longitudinal e posteriormente a dinâmica vertical observando o *bounce* e o *pitch* do veículo em diferentes solos.

Na dinâmica longitudinal, analisa-se as velocidades atingidas pelo veículo ao trafegar sobre cada terreno. Como é observado na FIG. 5.45, o veículo desenvolve uma

velocidade maior na areia do que na argila. No solo de areia, a força de tração atinge um valor maior frente às forças resistentes ao movimento e, portanto, também inicia seu deslocamento momentos antes do que no solo argiloso.

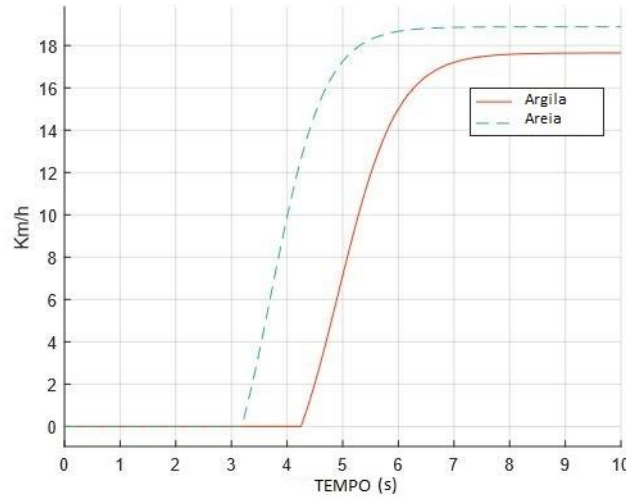


FIG 5.45: Comparação velocidade, argila vs areia –TAM 2C.

Os valores que refletem esse comportamento são mostrados na TAB 4.4

TAB 4.4: Resposta da iteração com o solo – TAM 2C.

	ARGILA	AREIA
Força de Tração (kN)	67,44	152,46
Resistência à Compactação (kN)	3,012	2,118
Resistência de terraplanagem (kN)	8,80	0,2053
Drawbar Pull (kN)	55,63	150,1
Coef DP	0,3974	1,072
DP Power	272,8	787,6
[η_m] – Eficiência de movimento	0,8249	0,9848
[η_s] – Eficiência de deslizamento	1	1
[η_d] - Eficiência de tração	0,8249	0,9848
Deslizamento (i)	1	1

Fonte: Wong (2010), TM 9-2350-261-10, TAMSE

Na FIG 5.46 e na FIG 5.47, as acelerações e velocidades verticais sofridas pelo veículo no solo argiloso são maiores, ou seja, de maior magnitude na ordem de 35% na

aceleração e 28% na velocidade, por conta do afundamento maior das rodas neste tipo de terreno.

A resposta em aceleração e velocidade obtidas são idênticas em ambas as simulações, variando só o valor das magnitudes.

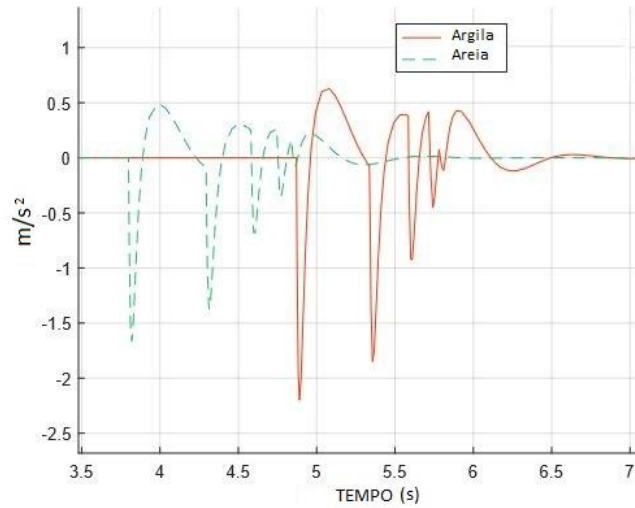


FIG 5.46: Comparação da aceleração do CG em argila e areia – TAM 2C.

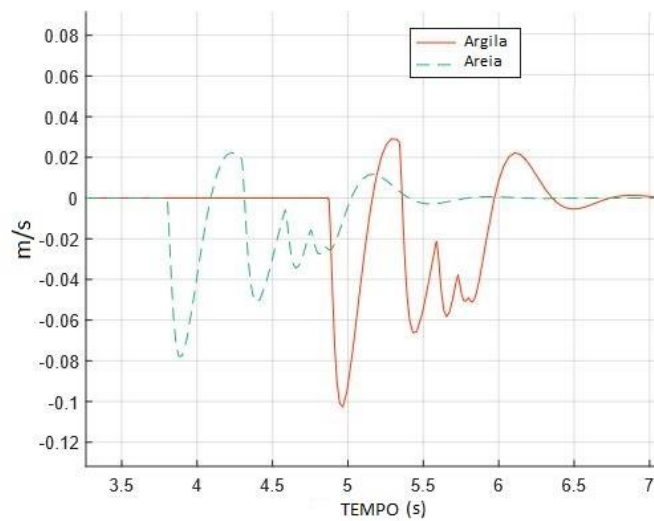


FIG 5.47: Comparação da velocidade do CG em argila e areia – TAM 2C.

Finalmente, constata-se que o afundamento da argila é maior do que na areia, tanto na posição inicial quanto na posição final (FIG 5.48).

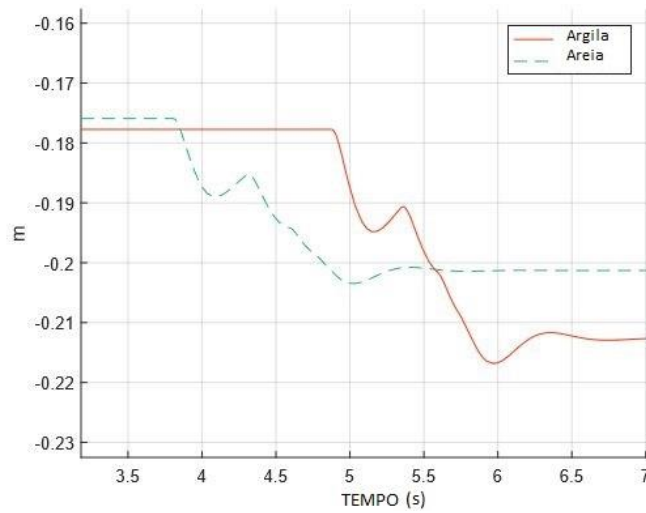


FIG 5.48: Comparação da posição do CG em argila e areia – TAM 2C.

Ao analisar os gráficos de aceleração e velocidade de *pitch*, constata-se um comportamento semelhante entre os dois gráficos. Esclarece-se que em ambos os casos, eles alcançam valores absolutos mais elevados na ordem de 35% no solo argiloso, por causa do afundamento maior (FIG 5.49 e FIG 5.50).

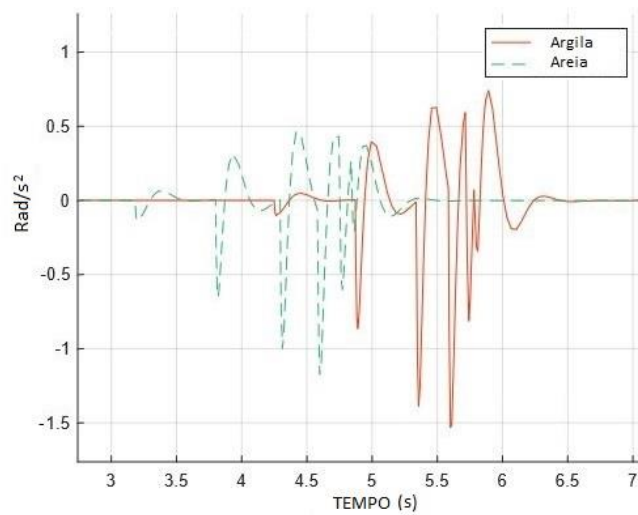


FIG 5.49: Comparação da aceleração do *pitch* em argila e areia – TAM 2C.

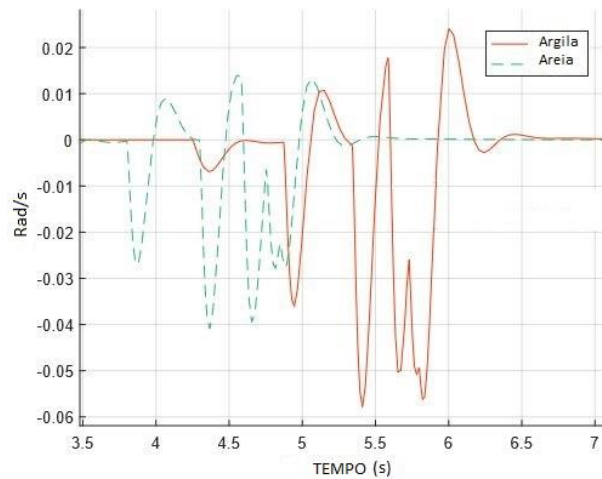


FIG 5.50: Comparação da velocidade do *pitch* em argila e areia – TAM 2C.

Finalmente, na FIG 5.51 mostra-se que a inclinação do veículo na argila é maior do que na areia atingindo um ângulo de *pitch* maior, devido à sua subsidência neste tipo de terreno.

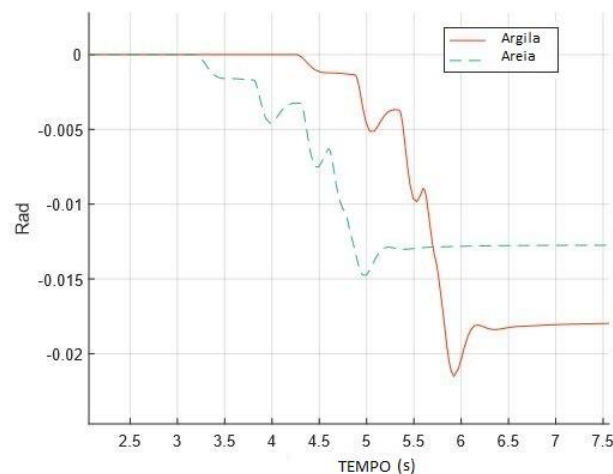


FIG 5.51: Comparação da posição do *pitch* em argila e areia – TAM 2C.

5.2.4 VARIAÇÕES DO AMORTECIMENTO

Até agora, a resposta do veículo de combate foi analisada com a configuração de seis amortecedores, ou seja, um amortecedor em cada roda.

Agora são desenvolvidas simulações de acordo com a configuração real do veículo; no caso do TAM 2C, ele possui quatro amortecedores. Eles são colocados nas rodas 1, 2, 5 e 6 de cada lado do veículo.

O comportamento de *bounce* das duas configurações mencionadas acima é apresentado nas FIG. 5.52 e 5.53, onde se pode ver que os valores absolutos máximos que descrevem as acelerações e as velocidades alcançam valores absolutos menores, na ordem de 25% nas primeiras rodas, e valores absolutos maiores na ordem de 5% nas últimas.

Além disso, observa-se uma oscilação permanente de menor amplitude e maior frequência na trajetória geral ao longo do gráfico da FIG 5.52. Acrescenta-se ainda que a ocorrência das oscilações gerais do veículo é similar em ambas as simulações.

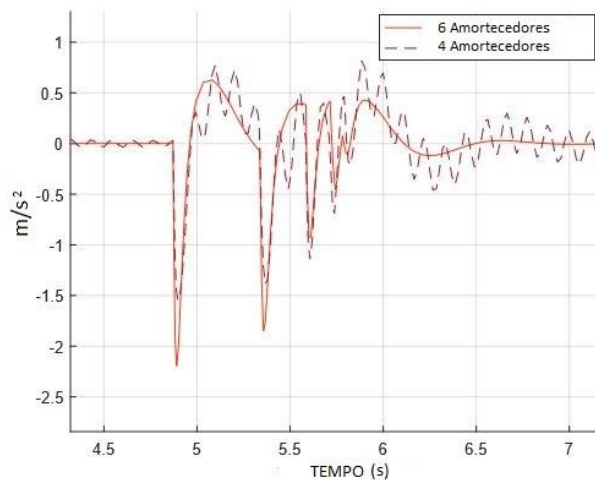


FIG 5.52: Comparação da aceleração do CG com 6 e 4 amortecedores – TAM 2C.

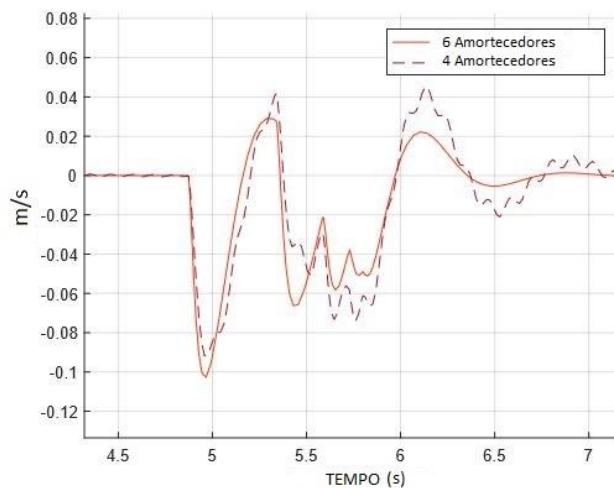


FIG 5.53: Comparação da velocidade do CG com 6 e 4 amortecedores – TAM 2C.

Após a análise da FIG 5.54, conclui-se que, em relação ao deslocamento vertical do CG, uma oscilação apenas mais ampla pode ser apreciada com a configuração de quatro

amortecedores, mas tendo em consideração a escala da figura, pode-se considerá-las iguais.

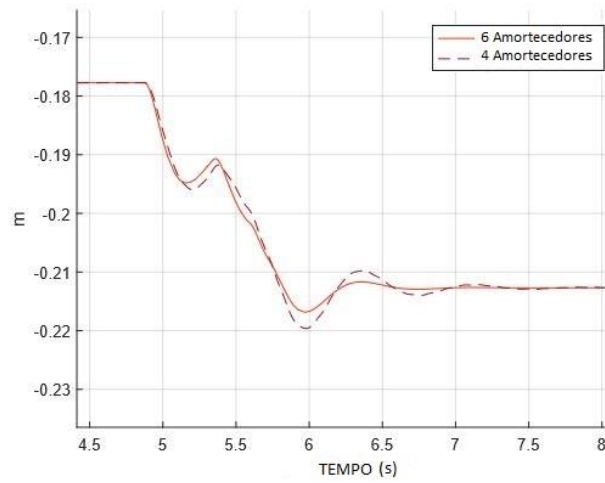


FIG 5.54: Comparação da posição do CG com 6 e 4 amortecedores – TAM 2C.

Em seguida, o *pitch* de ambas as configurações é analisado. Neste caso, constata-se que não há diferença significativa em ambas as configurações, observando nas três figuras (FIG 5.55, FIG 5.56 e FIG 5.57) praticamente a mesma curva.

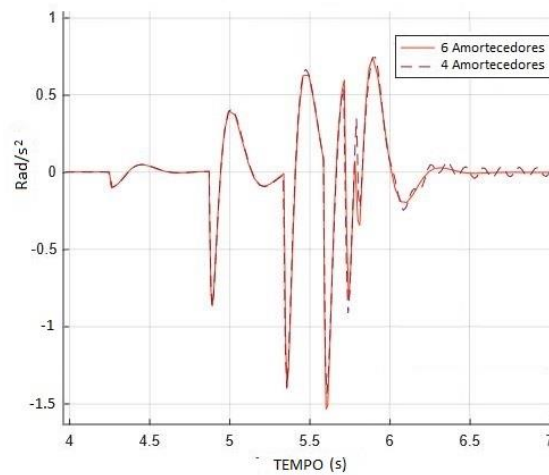


FIG 5.55: Comparação aceleração do *pitch* com 6 e 4 amortecedores – TAM 2C.

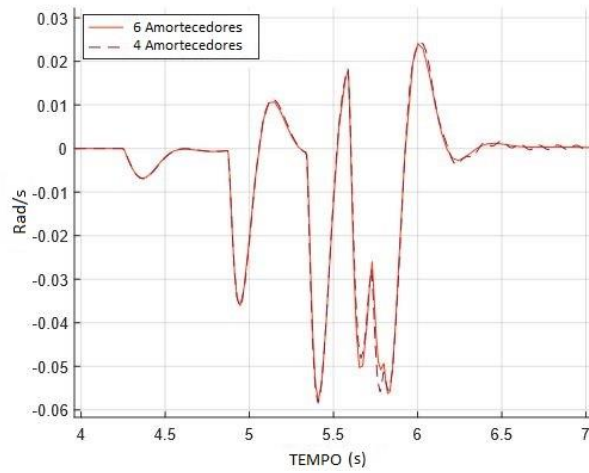


FIG 5.56: Comparação velocidade do *pitch* com 6 e 4 amortecedores – TAM 2C.

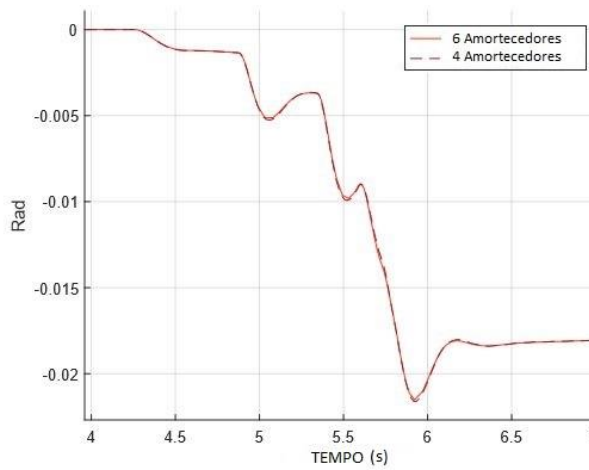


FIG 5.57: Comparação da posição do *pitch* com 6 e 4 amortecedores – TAM 2C.

5.3 TAM 2C VS M113

Finalmente, a resposta de ambos os veículos é comparada no mesmo terreno e sob as mesmas condições de simulação. Isso permite analisar o comportamento de cada uma das configurações dos veículos no mesmo tipo de solo.

A FIG 5.58 permite observar a resposta de velocidade de ambos os veículos. Pode-se ver que o M113 inicia seu deslocamento momentos antes do TAM 2C, mas este último atinge uma velocidade final maior.

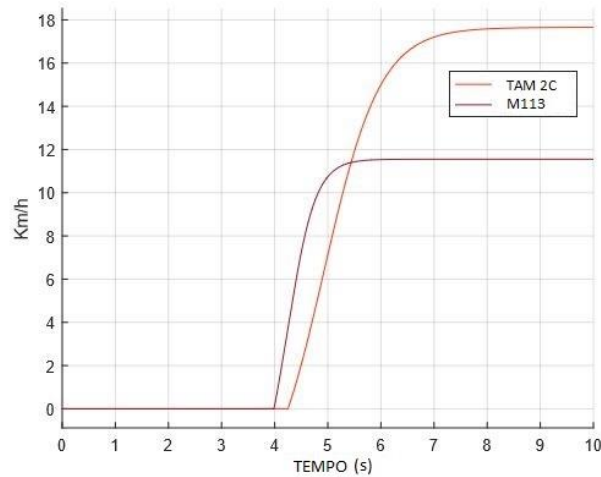


FIG 5.58: Comparação da velocidade do TAM 2C e M113 na argila.

Os valores mais relevantes da dinâmica longitudinal são apresentados na seguinte tabela:

TAB 4.5: Resposta da iteração no solo Argiloso – M113 – TAM 2C.

	M113	TAM 2C
Força de Tração (kN)	26,58	67,44
Resistência à Compactação (kN)	1,109	3,012
Resistência de terraplanagem (kN)	4,62	8,80
Drawbar Pull (kN)	20,85	55,63
Coef DP	0,4081	0,3974
DP Power	66,91	272,8
[η_m] – Eficiência de movimento	0,7845	0,8249
[η_s] – Eficiência de deslizamento	0,9902	1
[η_d] - Eficiência de tração	0,7768	0,8249
Deslizamento (i)	0,99	1

Fonte: Wong (2010), TM 9-2350-261-10, TAMSE

Com relação à aceleração vertical do CG (FIG. 5.59), no caso do M113, obtém-se valores absolutos superiores (na ordem de 50%) aos obtidos na simulação do TAM 2C. Também em ambos os veículos observa-se um padrão onde as acelerações diminuem à medida que as rodas traseiras alcançam sua posição final.

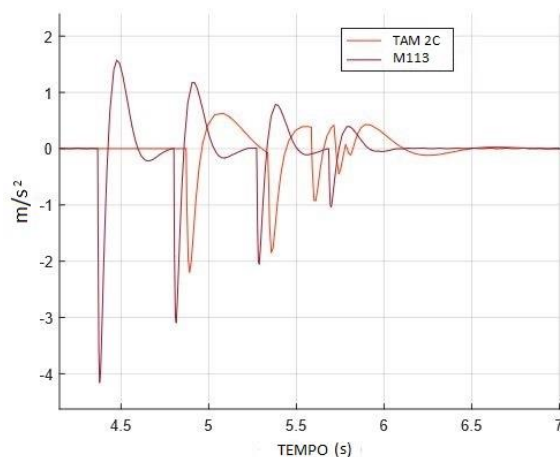


FIG 5.59: Comparação da aceleração do CG do TAM 2C e M113 na argila.

No caso da velocidade do CG (FIG 5.60), constata-se de maneira semelhante o que acontece com a aceleração vertical do CG, e que as velocidades verticais alcançam valores absolutos menores à medida que o veículo se move.

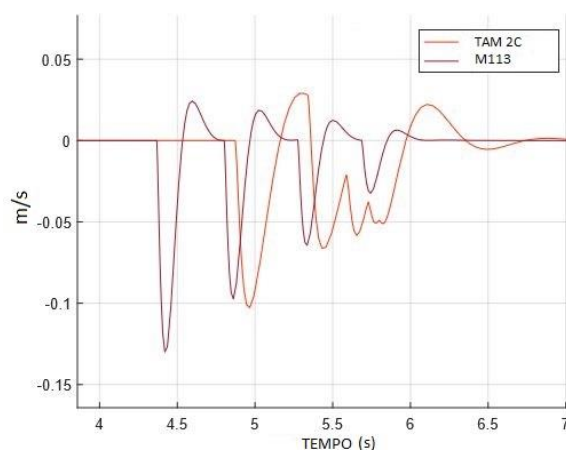


FIG 5.60: Comparação da velocidade do CG do TAM 2C e M113 na argila.

É interessante esclarecer que, no caso do TAM 2C, as velocidades verticais do CG do veículo, quando as rodas traseiras alcançam sua posição final, permanecem praticamente constantes, ou seja, não diminuem na mesma proporção do que M113 faz. Isto se deve ao fato de que o veículo já atingiu uma velocidade que faz que ambas rodas finais afundem praticamente ao mesmo tempo.

O comportamento nos dois veículos é similar. Só que se observa no caso do TAM 2C que o afundamento das últimas duas rodas acontece praticamente no mesmo momento. Portanto, a linha que representa a profundidade do CG do veículo é oblíqua (FIG 5.61).

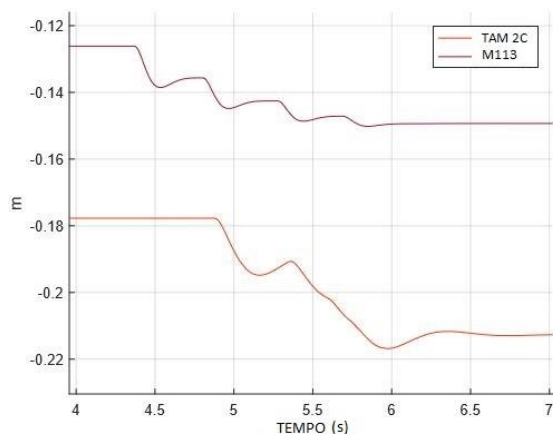


FIG 5.61: Comparação da posição do CG do TAM 2C e M113 na argila.

É possível observar que, na aceleração do *pitch* (FIG 5.62), por causa do afundamento das rodas dos veículos, na situação do M113 tem-se um comportamento praticamente periódico e com valores absolutos similares entre cada uma das rodas.

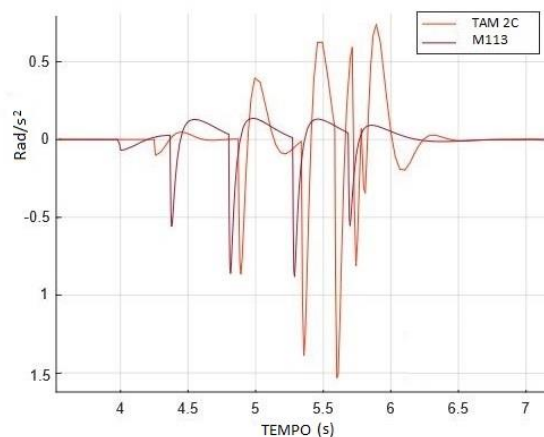


FIG 5.62: Comparação da aceleração do *pitch* do TAM 2C e M113 na argila.

No caso do TAM 2C, o que se observa é que estas acelerações angulares aumentam à medida que o veículo se move, apresentando valores absolutos maiores, sendo os valores máximos e mínimos maiores e opostos.

Segundo o acima mencionado, as velocidades angulares do M113 são periódicas e constantes, com valores absolutos iguais. Ao contrário do que acontece com o TAM 2C, onde as velocidades aumentam, atingindo valor entre 2 e 3 vezes superior ao observado no caso do M113.

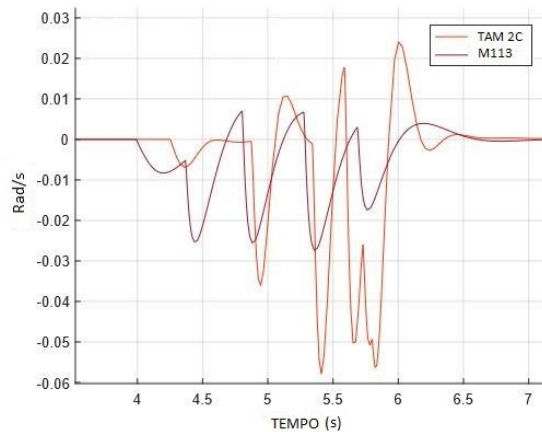


FIG 5.63: Comparação da velocidade do *pitch* do TAM 2C e M113 na argila.

Finalmente, é possível afirmar que o TAM 2C tem um comportamento mais amplo uma vez que o CG do veículo foi ultrapassado, demonstrando uma oscilação final muito mais ampla do que o M113.

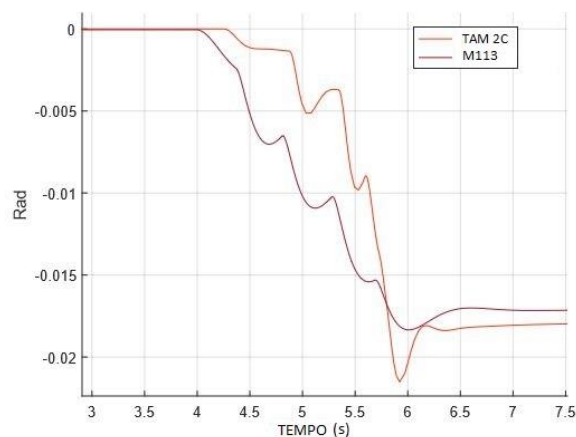


FIG 5.64: Comparação da posição do *pitch* do TAM 2C e M113 na argila.

5.4 CONSIDERAÇÕES DO DESEMPENHO

Para determinar o desempenho geral dos veículos, são empregados os coeficientes de eficiência obtidos da bibliografia de WONG (2010), eles permitem comparar o desempenho entre os dois veículos, como apresentado na TAB 4.5.

O primeiro parâmetro analisado é o *Coef DP*, que relaciona como o peso do veículo contribui para determinar a F_r . Ao analisar a resposta dos veículos trafegando na argila e logo depois trafegando na areia, pode-se observar que ambos aumentaram proporcionalmente o valor do *Coef PD* ao deslocar-se pelo solo de areia, sendo apenas

maior essa proporção no TAM 2C. Isso ocorre porque a F_t depende em grande parte dos parâmetros mecânicos do solo e dos parâmetros de projeto do veículo, e como os únicos parâmetros modificados são os parâmetros do solo, esse valor varia da mesma maneira para ambos os veículos. Portanto, o incremento do coeficiente de DP é praticamente proporcional entre os veículos.

No caso do *power DP* (P_d), que representa a velocidade em que pode ser realizado o trabalho produtivo, o valor atingido na areia é bem maior do que na argila. Praticamente triplica o valor da argila nos dois veículos.

O parâmetro *eficiência de movimento* (η_m), no caso do solo arenoso, para o TAM 2C ($\eta_m = 0,984$) e para o M113 ($\eta_m = 0,983$) obtém-se praticamente os mesmos valores, mas na argila o TAM 2C ($\eta_m = 0,82$) atingiu um melhor valor do que o M113 ($\eta_m = 0,78$), o que significa que tem mais DP disponível.

O parâmetro *eficiência de deslizamento* (η_s) mostra que nenhum dos dois veículos têm deslizamento da lagarta na areia ($\eta_s=1$). No caso do solo argiloso, observa-se a presença de um pequeno deslizamento da lagarta no M113, o que diminui seu valor de eficiência de deslizamento, atingido um valor final de $\eta_s= 0.9902$.

Com relação à *eficiência de tração* (η_d), em terreno arenoso os dois veículos obtiveram praticamente o mesmo valor (0,98). No caso do solo argiloso, o valor da eficiência de tração é menor para ambos os veículos. Além disso, o valor de eficiência de tração no caso do M113 ($\eta_d = 0,77$) devido ao deslizamento acima mencionado é menor do que o valor do TAM 2C ($\eta_d = 0,82$).

6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Inicialmente focado no desempenho dos veículos com características gerais diferentes (TAM 2C – M113), que são avaliados trafegando pelos mesmos tipos de solo, é importante observar o seguinte:

Os dois veículos atingiram melhores resultados de mobilidade no solo arenoso do que no argiloso. Ambos desenvolveram velocidades mais altas e conseguiram acelerar mais cedo no solo arenoso. A justificativa é porque na areia é produzida uma F_t maior, e além disso, no caso de solo argiloso, o veículo afunda mais; portanto, a R_c e a R_b também são maiores.

Ao trabalhar com solos friccionais, tais como a areia seca, o valor do coeficiente de coesão é baixo ou praticamente nulo. Nesse caso, a F_t basicamente depende do peso do veículo. Quanto mais pesado é o veículo, mais F_t pode-se desenvolver, e além disso geralmente o valor do ângulo de fricção interna é grande, e tem influência na determinação da F_t .

No caso de solos coesivos, como argila, geralmente o valor do ângulo de atrito interno é baixo, e por conseguinte, a F_t depende da área de contato da lagarta. Como se pode constatar ao longo do texto, a F_t do TAM2C desenvolvida em ambos os solos é maior, porque seu peso é maior (que melhorar o desempenho na areia) e sua área de contato entre a lagarta e o solo também é superior à do M113, o que contribui para melhorar sua F_t no solo argiloso também.

Continuando com a comparação dos dois veículos diferentes no mesmo solo, pode-se constatar que ambos têm respostas semelhantes na dinâmica longitudinal e na dinâmica vertical. As diferenças são basicamente observadas pelas diferentes características do projeto dos veículos. No caso do TAM 2C, por ser um veículo mais pesado, além de ter maior área de contato com o solo, seu afundamento foi sempre maior que o afundamento do M113. Ao longo das simulações, também foi observado que as acelerações e as velocidades de *bounce* e *pitch*, são geralmente maiores no TAM 2C.

Como diferença, podemos ver que a suspensão mostra um comportamento menos amortecido no TAM 2. Isso pode ser observado considerando as oscilações mais amplas que ocorrem no TAM 2C, tanto no *bounce* quanto no *pitch*.

No solo arenoso, os veículos atingiram praticamente os mesmos valores de eficiência, mas no solo argiloso, o TAM 2C apresentou melhor desempenho em relação ao M113. No caso de P_d , que representa a velocidade com que o trabalho poderia ser feito, em ambos os casos os veículos apresentaram melhor desempenho na areia, pois a força de tração desenvolvida neste tipo de terreno é maior e permite dispor de um DP maior. Outro parâmetro importante é a eficiência de movimento (η_m) que permite observar a reserva de DP que cada veículo dispõe em determinado solo, sendo similar em ambos os veículos na areia, mas melhor para o TAM 2C na argila. Por último, a eficiência de tração (η_d), que integra a eficiência de movimento (η_m) e de deslizamento (η_s), sendo este o parâmetro que permite diferenciar o rendimento total do veículo.

O modelo matemático permite o estudo de veículos com diferentes configurações, tais como potência do motor, tipo de caixa de velocidade, peso total do veículo, número de rodas, rigidez e valores de amortecimento, entre outras diferenças.

Também permite trabalhar com diferentes solos, sendo condição necessária conhecer os parâmetros característicos do comportamento mecânico do solo a ser simulado.

Além de isso permite avaliar o desempenho de veículo tendo cinco parâmetros obtidos da bibliografia, que relacionam a resposta do veículo; Esses parâmetros permitem comparar a resposta de veículos diferentes no mesmo tipo de solo e, também, avaliar a resposta de um mesmo veículo em diferentes solos.

A grande vantagem do modelo matemático, e sua modularidade. Diante da necessidade de comparar veículos com características diferentes resulta fácil trocar o modelo de veículo. É só colocar o bloco com os parâmetros do novo veículo, realizar algum ajuste das rotinas aplicadas e configurar a quantidade de blocos segundo os eixos do veículo, O mecanismo é simples e preciso. O mesmo acontece com o solo, basta trocar os parâmetros característicos do solo e rodar a simulação para que o veículo simule seu deslocamento pelo novo terreno.

O modelo matemático é confiável e atingiu valores consistentes e satisfatórios ao longo do trabalho desenvolvido.

Como sugestões para trabalhos futuros é interessante aprofundar estudo do modelo da lagarta flexível para a determinação da F_t , R_c e R_b , assim como desenvolver o modelo matemático correspondente.

Pode-se também analisar a distribuição de pressão no solo, por conta que é um parâmetro que apresenta uma grande influencia no desempenho do veículo afetando tanto o afundamento inicial como a determinação das resistências do solo.

É interessante também propor um estudo sobre os solos da região, para obter os parâmetros mecânicos que descrevem o comportamento do solo e posteriormente aplicar o modelo matemático para analisar a resposta do veículo no solo conhecido.

Outra situação para replicar concite em descrever o que acontece na transição de solos. O tema foi estudado em forma simples mais resulta necessário aprofundar a simulação, tendo em consideração que dever se realizar com um deslocamento do veículo a muito baixa velocidade.

Finalmente desenvolver novos modelos matemáticos de outros carros de combate do Exército e compara os resultados.

7 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ATA, W. e OYADIJI, S. An investigation into the effect of suspension configurations on the performance of tracked vehicles traversing bump terrains. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 52(7):969-991, may 2014.

AMCP 706-356. Engineering Design Handbook Automotive series. Automotive suspensions. United States Army Materiel Command. Washington DC, Abr 1967.

BEKKER, M.G. Theory of land locomotion, University of Michigan, 1956.

BEKKER, M.G. Introduction to Terrain-Vehicles Systems, University of Michigan, 1969.

CAMPOS, C.G. Análise da dinâmica vertical da via de transporte blindado da pessoal - média em rodas 6x6. Dissertação de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2018.

CARVALHO, M. S. Estimativa de parâmetros de suspensão passiva de veículos militares que usam um modelo de 1/2 carro. Dissertação de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2015.

COSTA NETO, R. T. Modelo do tipo de veículo 4ws usando transformadores cinemáticos. Dissertação de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2001.

COSTA NETO, R. T., Modelagem e Integração dos Mecanismos de Suspensão e Direção de Veículos Terrestres Através do Fluxo de Potência, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Pontifícia Universidade Católica, Rio de Janeiro, 2008.

DHIR, A. SANKAR, S. Ride dynamics of high-speed tracked vehicles: simulation with field validation. *J: Vehicle System Dynamics*, 1994;23:379-409.

DWYER, M. OKELLO, J. SCARLETT, A: A theoretical and experimental investigation of rubber tracks for agriculture. *J: Terramechanics*, 1993;30:4:285-298.

FERREIRA, H. T. Determinação das frequências naturais e modos de vibrar de um veículo de dois eixos através de um programa computacional em Matlab-Simulink. 2003. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de Materiais, Aeronáutica e Automobilística. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. 2003

FRANCO, A. Historia del tanque argentino mediano. [2018]. Disponível em: <<http://www.autosdeculto.com.ar/argentinos-tam/>>. Acesso em: 23 nov. 2018.

GARBER, M. WONG, Y: Prediction of ground pressure distribution under tracked vehicles - I. *J Terramech* 1981;18:1:01-23

GILLESPIE TD. Fundamentals of vehicle dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers; 1992.

ISO 4130:1978, Three dimensional reference system and fiducial marks – definitions, 1978.

JANARTHANAN, B. CHANDRAMOULI, P. SUJATH,C: Longitudinal dynamics of a tracked vehicles: Simulation and experiment. J Terramech 2012;49:63-72

JAZAR, R. N. Vehicle Dynamics - Theory and Application; 2008.

KABBANY A. S. e SERRANO A. Effect of number of wheels on high speed UGV traversability: online terrain assessment approach. International Journal of Automotive Technology, 14(2): 249-257, 2013

KOGURE, K. SUGIYAMA,N: A study of soil thrust exerted by a tracked vehicle: J, Terramechanics, 1975;12:3/4:225-238.

LAUGHERY, S. GERHART, G. GOETZ, R: Bekker`s Terramechanics Model for Off-road Vehicle Research. US Army TARDEC Warrem, 1990:MI 48397-5000

LEONTYEV, G. A. O buksovanií gusenitchnogo dvighitela (Slip of a tracked prime mover), Traktory i sel`khoz mashiny, Nro 5. 1961.

LIMA SPINOLA, A: Modelagem Integrada de Dinâmica Veicular para Controle Homeostático – PUC Rio 2009

LOPES E.D.R. Análise do comportamento dinâmico de um veículo leve 4x4 com sistemas de controle de tração. Dissertação de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2015.

NORONHA. Análise da dinâmica vertical da via de transporte blindado da pessoal - média em rodas 6x6. Dissertação de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2018.

OKELLO, J. WATANY, M. CROLLA, D.: A theoretical and experimental investigation of rubber track performance models: J agric Engng Res. 1998;69:15-24

OKELLO, J.A.: Prediction and experimental validation of the field tractive performance of a rubber track unit: J Agric Engng Res 1994;59:163-171

PARK, W. CHANG, Y. LEE, S.: Prediction of the tractive performance of a flexible tracked vehicle: J Terramechanics 2008;45:13-23

PELEITAY, M. Dinâmica longitudinal de carro de combate em solos deformáveis. RCTM, Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2019.

PELEITAY, M. Análise das diferentes distribuições de pressão sub carros de combate. RCTM, Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2019.

PERALTA, A.O. Análise do conforto na VBTP 6 × 6 "GUARANI" usando estimativa de parâmetro e ou método de fluxo de potência. Dissertação de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2017.

RILL, G. Road Vehicle Dynamics: fundamentals and modeling. CRC Press, 2012. ISBN 978-1-4398-9744-7.

MURO, T. Terramechanics. Land Locomotion Mechanics, A.A. Balkema Publishers 2004

SANTOS, I. F. Dinâmica de Sistemas Mecânicos: Modelagem, Simulação, Visualização, Verificação. ISBN 8534611106. Makron Books, 2001.

TAMSE. Familia de vehiculos de combate TAM. Caracteristicas tecnicas y descriptivas, Tanque Argentino Mediano Sociedad del Estado; 1978

TERZAGHI, K. Theoretical Soil Mechanics, John Wiley and Sons, New York, N,Y, 1944.

TM 9-2350-261-10. Technical manual. Operator's manual for carrier, personnel, full tracked, armored, M113A2, Headquarters, Department of the Army, 2005.

WILLS, B. M. D. The measurement of soil shear strength and deformation moduli and a comparison of the actual and theoretical performance of a family of rigid tracks, Journal of Agricultural Engineering Research, vol. 8, no 2, 1963.

WONG, J. Y. Theory Of Ground Vehicles, 3ed; 2001.

WONG, J. Y. Terramechanics and off-road vehicles engineering, Second Edition, Elsevier Ltd, 2010.

WONG, J. Y. HUANG, W. An investigation into the effects of initial track tension on soft ground mobility of tracked vehicles using an advanced computer simulation model. Proc. IMechE Vol.220 Part D: J. Automobile Engineering. DOI: 10.1243/09544070JAUTO58, 2006

8 APÊNDICE A

O modelo matemático apresentado baseia-se na metodologia do fluxo de potência, que aplica os princípios de causa e efeito e conservação de energia, permitindo resolver problemas dinâmicos complexos e tratá-los em subsistemas mais simples, a fim de facilitar a compreensão de cada um deles e, finalmente, integrá-los para obter a solução real do problema dinâmico complexo.

É apresentado o subsistema da dinâmica longitudinal do modelo matemático e os blocos que o compõem (FIG 8.1).

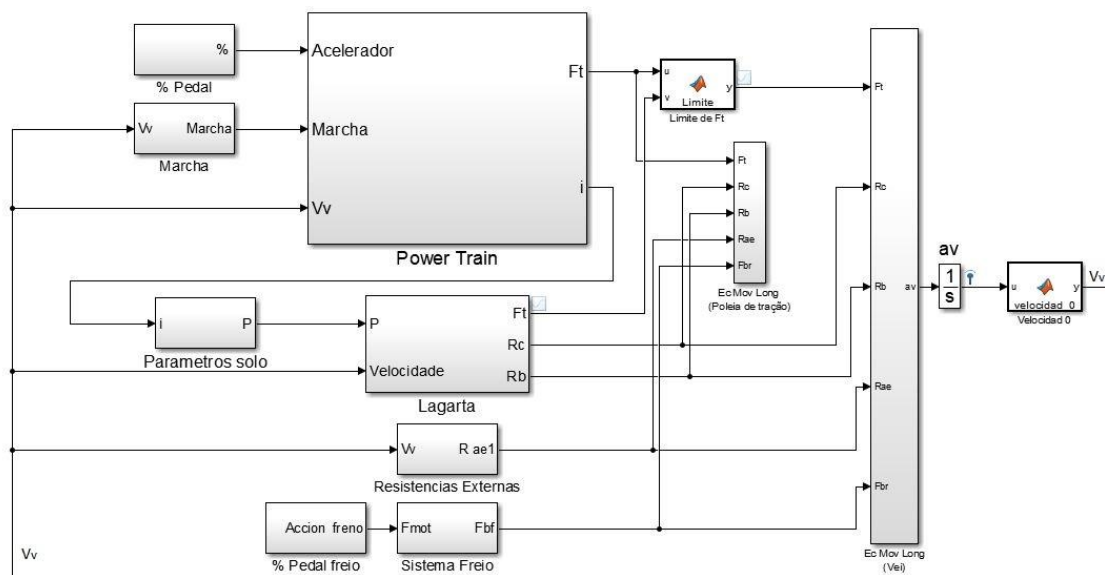


FIG 8.1: Bloco dinâmica longitudinal.

O sinal de entrada para obter o torque esta no bloco pedal onde é representado quanto e apertado o pedal do acelerador pelo motorista. Dependendo da simulação o valor da constant3 é modificado. FIG 8.2.

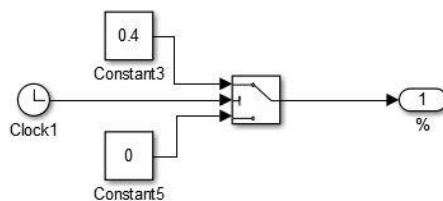


FIG 8.2: Bloco pedal.

O bloco seguinte é o *powertrain* do veículo onde esta representada toda a cadeia cinemática do carro de combate, ate atingir a F_t desenvolvida na roda de tração. Os blocos que compõem o *powertrain* são: motor, caixa diferencial e roda de tração como é apresentado na FIG 8.3.

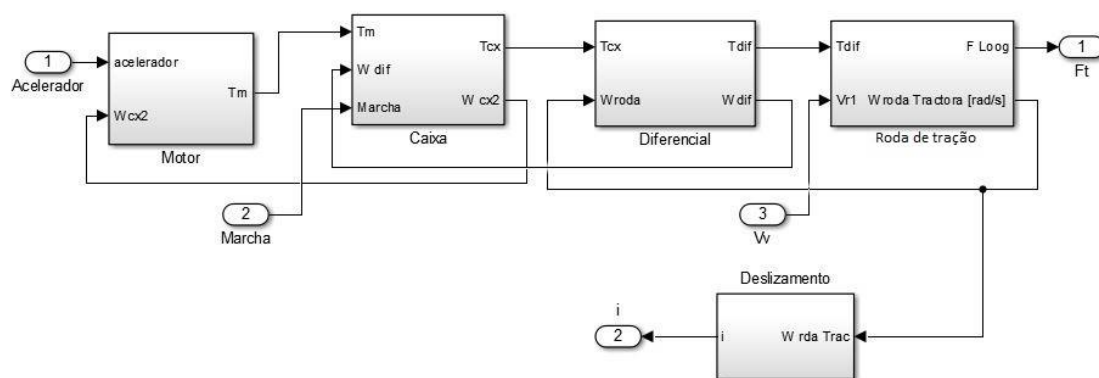


FIG 8.3: Bloco powertrain.

No bloco motor é aplicada uma função para determinar a curva de torque para motores diesel baseado na equação de JAZAR (2010). O sinal de entrada para obter o torque é a posição da cremalheira da bomba injetora em linha do motor, representando o quanto o acelerador está sendo pressionado pelo motorista. O torque produzido pelo motor é a fonte de esforço do sistema.

A transmissão principal do veículo é modelada como uma única caixa direta de quatro marchas, de relações fixas e com pequeno lapso de tempo entre as mudanças de marcha, definidas pelas faixas de velocidade do veículo. No bloco caixa é aplicada uma função que permite trocar os valores de engrenagem da caixa para obter o torque da saída da caixa, segundo a marcha do veículo. Por tanto a função caixa é definida como:

```

function TcxIcx=Caja_v2_TAM(u)
% o programa aplica a marcha seleccionada
Tm=u(1);
Wd=u(2);
Marcha=u(3);
    if Marcha==1
        Icx=4.456;
    end
    if Marcha==2
        Icx=2.206;
    end
    if Marcha==3
        Icx=1.474;
    end
    if Marcha==4
        Icx=0.953;
    end
    End
Tcx=(Icx)*Tm;
Wcx=(Icx)*Wd;

TcxIcx=[Tcx;Wcx];

```

O torque de saída da caixa é transmitido ao diferencial planetário e posteriormente às rodas de tração, responsáveis pela transmissão do torque para a lagarta.

Além do mencionado temos o bloco para calcular o deslizamento da lagarta (FIG 8.4) onde é realizada a comparação entre a velocidade angular teórica da roda de tração, e a velocidade angular real da roda.

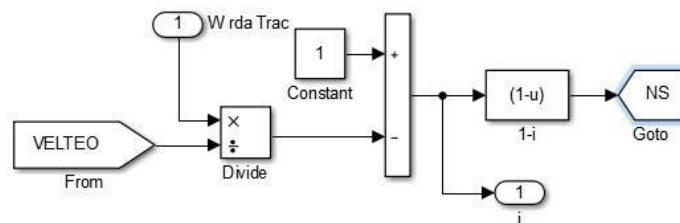


FIG 8.4: Bloco deslizamento.

Os dados dos parâmetros do solo e dos veículos são incorporados no bloco parâmetro do solo segundo a FIG 8.5. Por meio de este bloco é fornecida a informação para o bloco de lagarta:

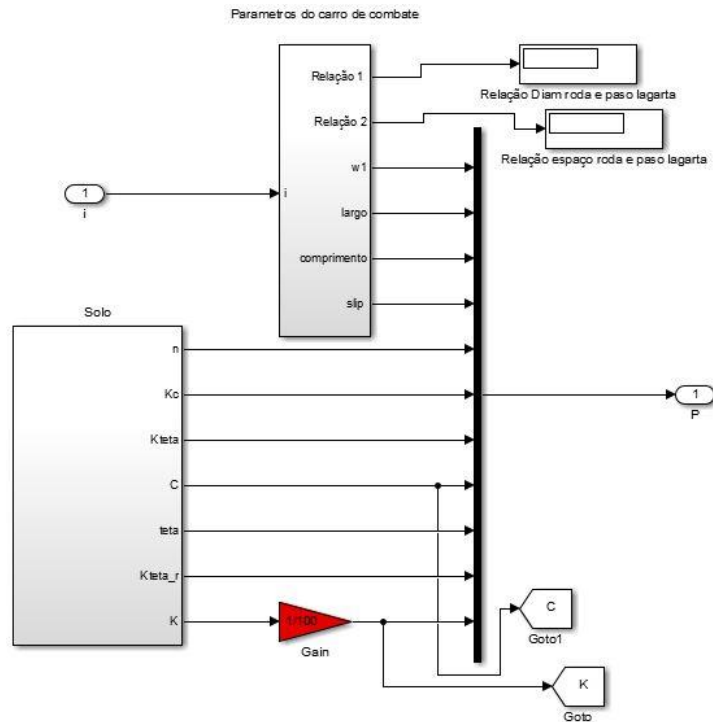


FIG 8.5: Bloco parâmetros do solo.

Já no bloco lagarta é calculada a F_t , e as R_c e R_b , assim como os valores de eficiência para determinar o desempenho do veículo. FIG 8.6.

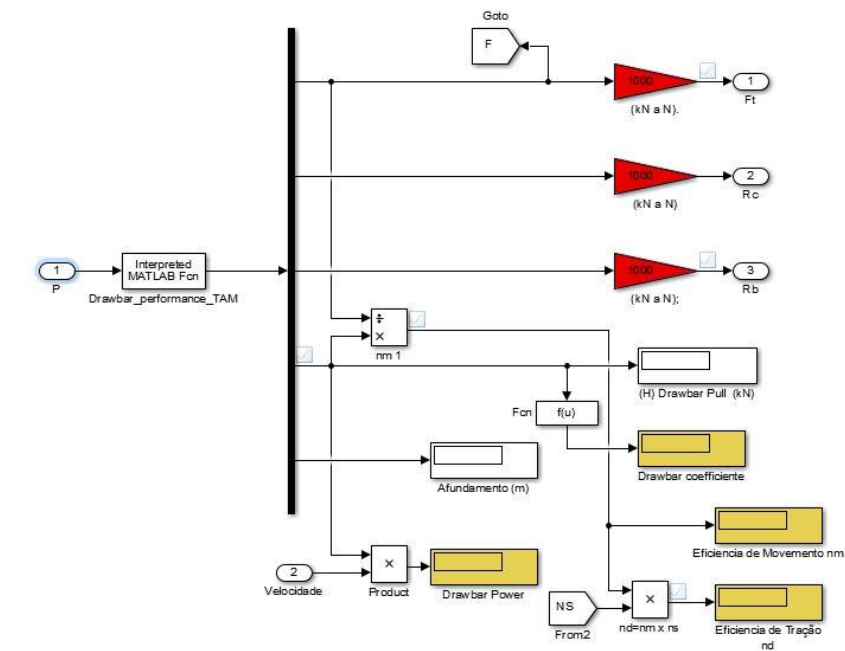


FIG 8.6: Bloco lagarta.

Neste bloco é aplicada a função *Dwabar_performance_TAM*, para determinar a força e as resistências supracitadas:

```

function respuesta=Drawbar_performance_TAM(u)
%% FUERZA TRACTIVA
%Parametros Vehiculo
W=u(1); %kN
b=u(2);
l=u(3);
slip=u(4);
A=b*l^2;

%Hundimiento (sinkage)
n=u(5);
kc=u(6);
kteta=u(7);
kgamal=1;

% Tensiones superficiales (shear strength)
c=u(8);
teta=u(9);
tetar=u(10);
K=u(11);

zo=[ (W/(2*b*l)) / ((kc/b)+kteta) ]^(1/n);
Rc=2*b*((kc/b)+(kteta))*((zo^(n+1))/(n+1));

% NORMAL UNIFORME (OK) ----
F=((A*c)+(W*tan(tetar)))*(1-(K/(slip*l))*(1-exp(-slip*l/K)));

%Rb
alfa=0.1; %valores de terreno (angulo trim = 0.1 radian=5 grados)
gama=0.06; %valores de terreno
kgamal=(2*12)/(tan(tetar)+1)*(cos(tetar)^2); %Ngama=12

Rb=((b*sin(alfa+tetar))/(2*sin(alfa)*cos(tetar)))*((2*zo*c*kc)+(gama*(zo^2)*kgamal));

H=F-Rc-Rb;
respuesta=[zo;Rc;F;H;Rb];

```

A resistência aerodinâmica é uma função simples apresentada na FIG 8.7.



FIG 8.7: Bloco resistência aerodinâmica.

Finalmente na FIG 8.8 é apresentado o bloco da equação de movimento do veículo para determinar a aceleração e velocidade de deslocamento e na FIG 8.9 o bloco da equação de movimento da roda de tração para poder determinar o deslizamento da lagarta.

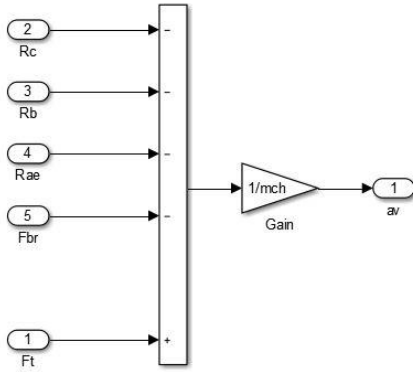


FIG 8.8: Bloco equação de movimento do veículo.

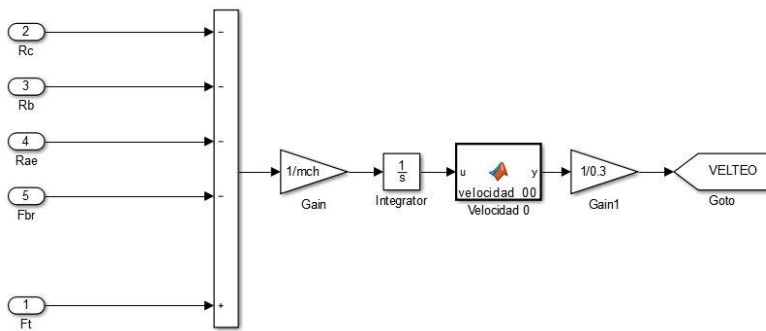


FIG 8.9: Bloco equação de movimento da roda de tração.

A função *Velocidad 0* é simplesmente definida para evitar que o carro se desloque na ré sem as resistências ao movimento são maiores do que a F_t .

Seguindo é apresentado o modelo matemático da dinâmica vertical FIG 10.

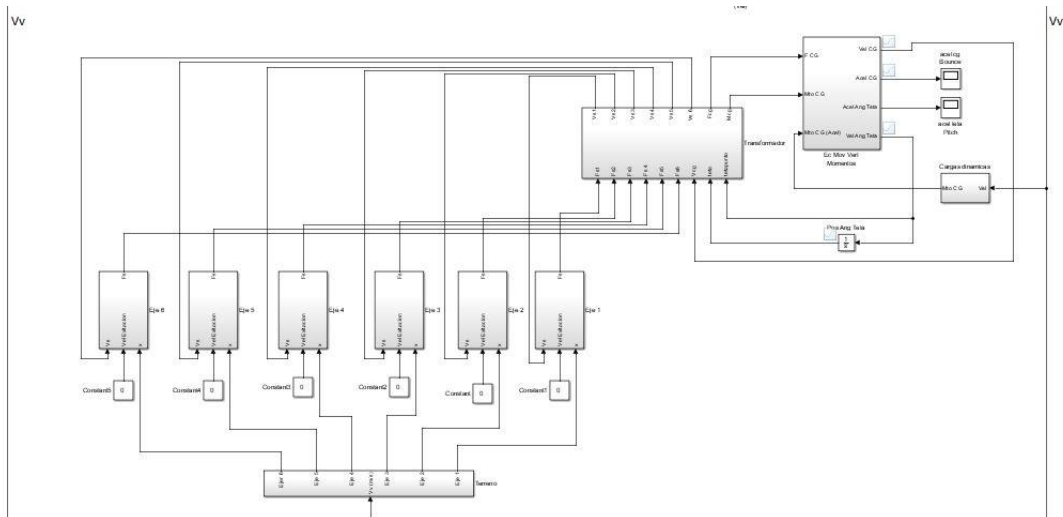


FIG 8.10: Bloco dinâmica vertical.

No bloco da excitação de base (FIG 8.11) é reproduzido o que acontece no solo ao longo de toda a simulação. Neste caso, a velocidade do veículo também é dado de entrada na excitação de base, por quanto ela determina os tempos das excitações entre cada roda; Nesta bloco é determinado o tempo em que as cargas repetitivas ocorrem, e estabelece o afundamento de cada uma das rodas, tendo em consideração a velocidade longitudinal do veículo. A função é desenvolvida no Apêndice B.

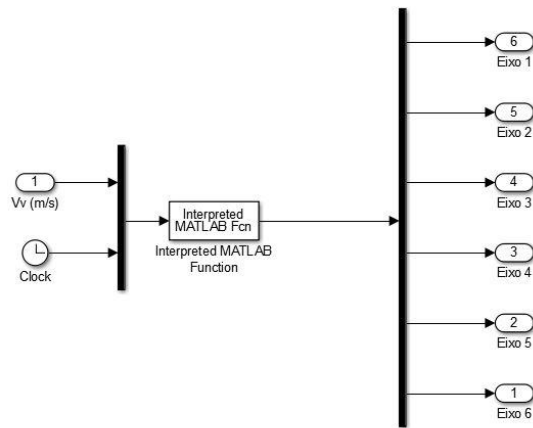


FIG 8.11: Bloco excitação de base.

A excitação de base atua sobre cada um dos eixos das rodas do veículo. O modelo de eixo é representado no bloco da FIG 8.12.

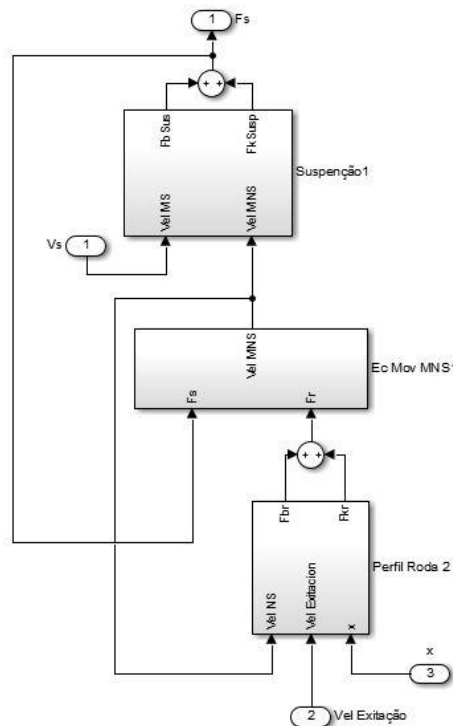


FIG 8.12: Bloco eixo do veículo.

O perfil da roda representa a roda rígida em solo macio (FIG 8.13). As entradas de este bloco são as excitações verticais produzida por o solo, a F_t é desenvolvida na iteração entre o solo e a lagarta e é calculada no bloco da lagarta da dinâmica longitudinal.

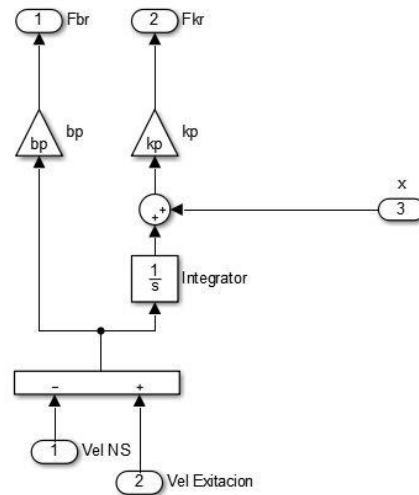


FIG 8.13: Bloco perfil da roda.

Para determinar as velocidades de deslocamento vertical da roda, e diagramado o bloco da equação de movimento da MNS, FIG 8.14.

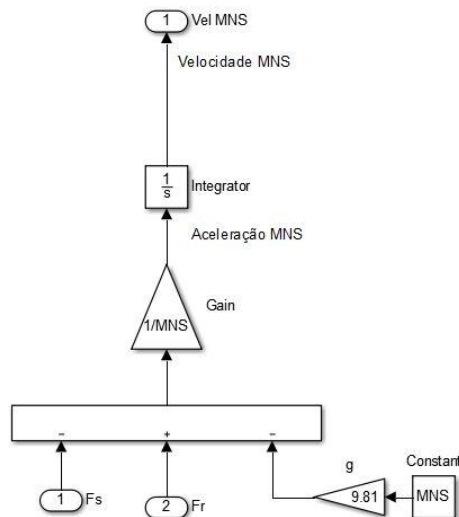


FIG 8.14: Bloco equação de movimento da MNS.

No bloco da FIG 8.15 é representado o comportamento da suspensão do eixo analisado:

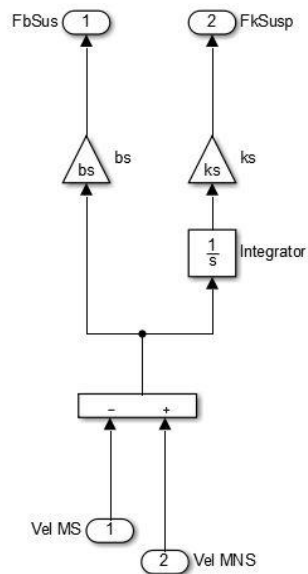


FIG 8.15: Bloco suspensão do eixo.

Finalmente é apresentado o transformador cinemático e a equação de movimento vertical onde é possível descrever o comportamento da MS. Os blocos são representados nas FIG 8.16 e as equações de movimento na FIG 8.17.

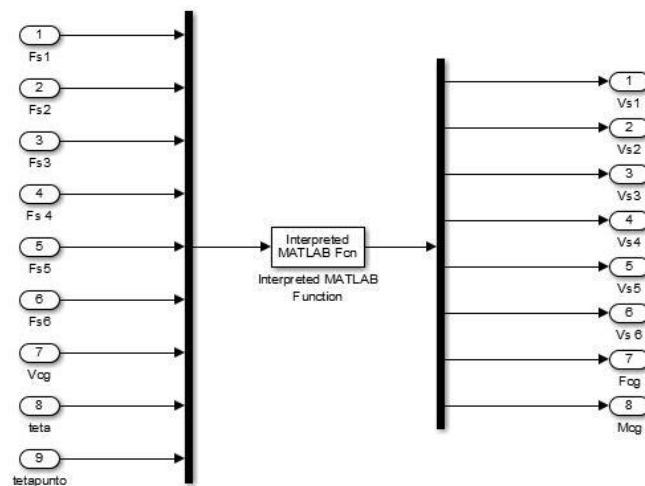


FIG 8.16: Bloco transformador cinemático.

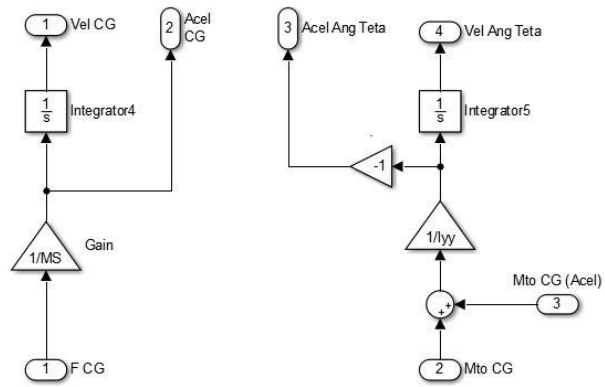


FIG 8.17: Bloco equações movimento dinâmica vertical.

9 APÊNDICE B

```
function Z_Road = Exitacionbase_5_TAM(data)

global a1 a2 a3 a4 a5 a6
global largo ancho MS enrueda
% t1, t2, t3, t4, t5 e t6 são os tempos entre cada uns dos eixos
Vv = data(1); % velocidade do veículo [m/s]
t=data(2);

%PARAMETRO DO VEÍCULO
l=largo;
b=ancho ;
W=(2*MS/100);
rodas=6;
lo=enrueda;
s=0;

%PARAMETRO DO SOLO
kc=20.68; % kN/m
kt=814.3; % kN/m
c=3.45; % Pa
teta=(11); % Graus
n=1;
ko=0;
Au=5030;
keq=(kc/b)+kt;

for i=1:rodas
hundimiento(i)=(((W/(2*b*1))*i)/rodas)/((kc/b)+kt)^(1/n); %metros
end
%PRESSÃO
for i=1:rodas
presion(i)=((kc/b)+kt)*hundimiento(i).^n; %en Pa ; kN
end
s=((hundimiento(2)-hundimiento(1))/lo);
s2=sin(s);
alfa=rad2deg(s2); %troca radianes em graus

Z1=hundimiento(1);
Z2=hundimiento(2);
Z3=hundimiento(3);
Z4=hundimiento(4);
Z5=hundimiento(5);
Z6=hundimiento(6);

tf=10;
Vq = Vv;
t0 = 0;
t1 = ((enrueda)/Vq)*10; % tempo entre 1ra e 2da roda
t2 = ((enrueda)/Vq)*10; % tempo entre 2da e 3ra roda
t3 = ((enrueda)/Vq)*10; % tempo entre 3ra e 4ta roda
t4 = ((enrueda)/Vq)*10; % tempo entre 4ta e 5ta roda
t5 = ((enrueda)/Vq)*10; % tempo entre 5ta e 6ta roda
tf = 10; % tempo final

%% 1er eixo
if t>=t0 && t<=tf
ZP1=-Z1;
end
%%2do eixo
if t>=t0
ZP2=-Z1;
end
if t>= (t1) && t<= tf
ZP2=-Z2;
```



```

end
%%3do eixo
if t>=t0
    ZP3=-Z1;
end
if t>= (t1) && t<= tf
    ZP3=-Z2
end
if t>= ((t1+t2)) && t<=tf
    ZP3=-Z3;
end
%%4do eixo
if t>=t0
    ZP4=-Z1;
end
if t>= (t1) && t<= tf
    ZP4=-Z2;
end
if t>=((t1+t2)) && t<=tf
    ZP4=-Z3;
end
if t>=((t1+t2+(t3/2))) && t<=tf
    ZP4=-Z4;
end
%%5do eixo
if t>=t0
    ZP5=-Z1;
end
if t>= (t1) && t<= tf
    ZP5=-Z2;
end
if t>= ((t1+t2)) && t<=tf
    ZP5=-Z3;
end
if t>=((t1+t2+(t3/2))) && t<=tf
    ZP5=-Z4;
end
if t>=((t1+t2+(t3/2)+(t4/4))) && t<=tf
    ZP5=-Z5;
end
%%6do eixo
if t>=t0
    ZP6=-Z1;
end
if t>= (t1) && t<=tf
    ZP6=-Z2;
end
if t>= ((t1+t2)) && t<=tf
    ZP6=-Z3;
end
if t>=((t1+t2+(t3/2))) && t<=tf
    ZP6=-Z4;
end
if t>=((t1+t2+(t3/2)+(t4/4))) && t<=tf
    ZP6=-Z5;
end
if t>=((t1+t2+(t3/2)+(t4/4)+(t5/8))) && t<=tf
    ZP6=-Z6;
end
end

Z_Road=[ZP1;ZP2;ZP3;ZP4;ZP5;ZP6];
end

```