

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
ENGENHARIA AUTOMOTIVA

NATAN PEREIRA VITAL DOS SANTOS

MODELAGEM DINÂMICA E ANÁLISE DE SISTEMA DE SUSPENSÃO DE UM
CONCEITO URBANO EFICIENTE

Joinville
2024

NATAN PEREIRA VITAL DOS SANTOS

MODELAGEM DINÂMICA E ANÁLISE DE SISTEMA DE SUSPENSÃO DE UM
CONCEITO URBANO EFICIENTE

Trabalho apresentado como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Automotiva, no Centro Tecnológico de Joinville, da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador(a): Dr. Marcos Alves Rabelo

Joinville

2024

NATAN PEREIRA VITAL DOS SANTOS

MODELAGEM DINÂMICA E ANÁLISE DE SISTEMA DE SUSPENSÃO DE UM
CONCEITO URBANO EFICIENTE

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Automotiva, no Centro Tecnológico de Joinville, da Universidade Federal de Santa Catarina.

Joinville (SC), 12 de dezembro de 2024.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Marcos Alves Rabelo
Orientador/Presidente
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Diego Santos Greff
Membro(a)
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Modesto Hurtado Ferrer
Membro(a)
Universidade Federal de Santa Catarina

Aos meus pais e amigos que me acompanharam nesta jornada e especialmente a Pedro Uchima (*in memoriam*), que ajudou a desenvolver este projeto.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, aos meus pais Marcello e Viviane que me apoiaram em todos os momentos e não mediram esforços para entregar as condições necessárias para meu crescimento.

Ao professor Marcos Rabelo, que acreditou no meu trabalho e esteve sempre presente com uma excelente orientação.

Aos professores Diego Greff, Modesto Ferrer e Sergio Idehara por estarem sempre dispostos a me ouvir e conversar sobre temas técnicos e pessoais, tendo enorme impacto incalculável em minha formação.

Aos meus amigos de dentro e fora da UFSC, que estiveram sempre dispostos a me ouvir e aconselhar. Aos momentos e conversas que tivemos, e que me ajudaram a ser quem sou.

À equipe EFICEM, que foi por cinco anos a minha família, me ajudando em meu desenvolvimento pessoal, interpessoal e técnico. Guardarei com alegria os momentos, desafios, anseios, vitórias e histórias vividas em conjunto.

Aos meus colegas da BMW que participaram da minha jornada de formação, fornecendo experiências incontáveis e o acesso a um mundo que jamais poderia imaginar.

Também aos meus colegas da Bosch e Stellantis, que acreditaram no meu potencial e me proveram de espaço para completar este ciclo, especialmente a Ruben Martinelli, por todas as conversas e conselhos.

Por fim, à Deus que me abençoou com as experiências e crescimentos obtidos nesta jornada, e fez possível completá-la. Me tornou a pessoa que sou, e me deu muito mais do que eu poderia esperar.

“ Eu sou parte de uma equipe. Quando venço, não sou eu apenas quem vence. De certa forma, termino o trabalho de um grupo enorme de pessoas. ”

Ayrton Senna

RESUMO

Com o crescimento das cidades e a necessidade de meios de transporte mais eficientes, a indústria automotiva busca soluções de engenharia que visam atender às exigências do mercado. As universidades seguem o mesmo caminho, a fim de fomentar o desenvolvimento do setor automotivo por meio de pesquisas e projetos. Dentre esses projetos, a equipe de eficiência energética da Universidade Federal de Santa Catarina, a EFICEM, tem se destacado na produção de protótipos para competições veiculares de eficiência energética nacionais e internacionais, como a Shell Eco-Marathon (SEM). Após anos produzindo protótipos, a equipe busca participar de uma nova categoria desta competição, denominada conceito urbano (urban concept), que demanda a fabricação de um veículo altamente eficiente de quatro rodas. Este trabalho busca apresentar a modelagem dinâmica e a análise do sistema de suspensão deste conceito urbano eficiente desenvolvido pela equipe EFICEM. O problema abordado consiste em avaliar como diferentes configurações de suspensão, considerando os requisitos de eficiência energética e estabilidade dinâmica, impactam o desempenho e a segurança do veículo. Para isso, utilizaram-se dois modelos matemáticos, de 5 e 7 graus de liberdade, a serem analisados, um com suspensão somente nas rodas dianteiras e um com suspensão em todas as rodas. Um modelo em CAD da equipe foi utilizado para validação, respeitando as restrições impostas pela competição. Para comparar a resposta dinâmica das duas configurações de suspensão, o método incluiu a solução de equações diferenciais no programa MATLAB e a análise de parâmetros como o comportamento em curvas, o movimento das massas suspensas e não suspensas, e os efeitos de roll e pitch. Os resultados indicaram diferenças significativas no desempenho entre as configurações, onde foi possível observar uma dirigibilidade muito superior do modelo com suspensão completa quando comparado ao modelo com suspensão somente na dianteira. Como pontos principais, encontrou-se um valor 40% menor da força agindo sobre o pneu do veículo com suspensão completa, apresentando ainda uma economia de energia dissipada de 100%, visto que não é necessário o uso de freios para realizar as curvas do circuito na velocidade proposta, comprovando que possuir suspensão independente nas quatro rodas tem impacto positivo direto na eficiência energética do conceito urbano.

Palavra-chave: Dinâmica veicular. Modelagem matemática. Simulação computacional.

ABSTRACT

With the growth of cities and the need for more efficient modes of transportation, the automotive industry seeks new engineering solutions to meet market demands. Universities follow the same path to foster the development of the automotive sector through research and projects. Among these projects, the energy efficiency team at the Federal University of Santa Catarina, EFICEM, has stood out in the production of prototype vehicles for national and international energy efficiency competitions, such as the Shell Eco-Marathon. After years of producing prototypes, the team now aims to participate in a new category of this competition, called Urban Concept, which requires the development of an efficient four-wheel vehicle. This work aims to present the dynamic modeling and suspension system analysis of this efficient Urban Concept developed for the Shell Eco-Marathon by the EFICEM team. The addressed problem involves evaluating how different suspension configurations, considering energy efficiency and dynamic stability requirements, impact the vehicle's performance and safety. To achieve this, two mathematical models with 5 and 7 degrees of freedom were analyzed: one with suspension only on the front wheels and the other with suspension on all wheels. A CAD model developed by the team was used for validation, respecting the restrictions imposed by the competition. To compare the dynamic responses of the two suspension configurations, the method included solving differential equations using MATLAB and analyzing parameters such as cornering behavior, movement of suspended and unsuspended masses, and the effects of roll and pitch. The results indicated significant performance differences between the configurations, where the model with full suspension demonstrated much superior drivability compared to the model with front suspension only. Key findings include a 40% reduction in the force acting on the rear tires of the vehicle with full suspension, as well as 100% energy dissipation savings, as brakes are not required to navigate the circuit's curves at the proposed speed. This confirms that having independent suspension on all four wheels directly, and positively, impacts the energy efficiency of the Urban Concept vehicle.

Keywords: Vehicular Dynamics. Mathematical modeling. Computational simulation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Equipe Eficem na SEM Brasil 2019.	20
Figura 2 – Shell Concept Car.	22
Figura 3 – Shell Urban Concept Media Vehicle.	23
Figura 4 – Sistemas de coordenada SAE.	24
Figura 5 – Representação do CG num Plano Bidimensional.	25
Figura 6 – Modelo teórico de suspensão.	26
Figura 7 – Diferentes configurações de suspensão de eixo rígido.	27
Figura 8 – Suspensão Duplo A.	27
Figura 9 – Suspensão MacPherson.	28
Figura 10 – Suspensão Multilink em eixo traseiro.	28
Figura 11 – Esquemático da suspensão semiativa.	29
Figura 12 – Esquemáticos de suspensão ativa parcialmente e totalmente carregados.	30
Figura 13 – Suspensão trailing-arm de um conceito urbano.	30
Figura 14 – Suspensão duplo A dianteira de um conceito urbano.	31
Figura 15 – Conceito urbano com rodas fixas na traseira.	31
Figura 16 – Conceito inicial do chassi para o Conceito Urbano da equipe.	32
Figura 17 – Conceito inicial de sistemas veiculares para o Conceito Urbano da equipe.	33
Figura 18 – Carenagem final desenvolvida e suas linhas de corrente.	34
Figura 19 – Análise da dinâmica lateral de um protótipo da equipe.	35
Figura 20 – Modelo matemático de 5 graus de liberdade.	37
Figura 21 – Diagrama de corpo livre o modelo 5 GDL.	38
Figura 22 – Modelo matemático de 7 graus de liberdade.	40
Figura 23 – Diagrama de corpo livre o modelo 7 GDL.	41
Figura 24 – Análise da dinâmica lateral de um Conceito Urbano	47
Figura 25 – Modelo CAD do Chassi e Sistemas do Conceito Urbano.	49
Figura 26 – Modelo CAD completo do Conceito Urbano.	50
Figura 27 – Representação 3D dos raios de curvatura do circuito	53
Figura 28 – Variação do CG do Modelo de 5 GDL	55
Figura 29 – Variação do CG do Modelo de 7 GDL	55
Figura 30 – Variação das massas suspensas dianteiras nos modelos de 5 e 7 GDL	57
Figura 31 – Variação das massas suspensas traseiras nos modelos de 5 e 7 GDL	58
Figura 32 – Análise de Roll e Pitch dos modelos de 5 e 7 GDL	60
Figura 33 – Análise de capotamento dianteira nos modelos de 5 e 7 GDL	63
Figura 34 – Análise de capotamento traseira nos modelos de 5 e 7 GDL	64

Figura 35 – Análise geral de capotamento do modelo de 5 GDL	66
Figura 36 – Análise geral de capotamento do modelo de 7 GDL	66
Figura 37 – Segmentação das curvas do Sonoma Raceway (SEM)	67

LISTA DE TABELAS

Tabela 2 – Limites de projeto do regulamento da SEM para classe Urban Concept.	22
Tabela 3 – Dados do conceito urbano disponibilizado pela equipe.	50
Tabela 4 – Parâmetros de rigidez e amortecimento da suspensão.	52
Tabela 5 – Valores de SSF para as Principais Classes de Veículos	61
Tabela 6 – Parâmetros da cinética dos Modelos de 5 e 7 GDL	68
Tabela 7 – Energia cinética em curvas e total dos modelos de 5 e 7 GDL	68

LISTA DE SÍMBOLOS

$[M]$	Matriz de massa	[-]
$[C]$	Matriz de amortecimento	[-]
$\{\ddot{z}(t)\}$	Vetor de aceleração no domínio do tempo	[-]
$\{\dot{z}(t)\}$	Vetor de velocidade no domínio do tempo	[-]
$\{z(t)\}$	Vetor de deslocamento no domínio do tempo	[-]
$\{F(t)\}$	Vetor de força no domínio do tempo	[-]
φ	Rotação da carroceria em torno do eixo x	[rad]
$\dot{\varphi}$	Velocidade angular da carroceria em torno do eixo x	[rad/s]
$\ddot{\varphi}$	Aceleração angular da carroceria em torno do eixo x	[rad/s ²]
θ	Rotação da carroceria em torno do eixo y	[rad]
$\dot{\theta}$	Velocidade angular da carroceria em torno do eixo y	[rad/s]
$\ddot{\theta}$	Aceleração angular da carroceria em torno do eixo y	[rad/s ²]
z_s	Deslocamento vertical da massa suspensa	[m]
\dot{z}_s	Velocidade vertical da massa suspensa	[m/s]
\ddot{z}_s	Aceleração vertical da massa suspensa	[m/s ²]
z_{s1}	Deslocamento da massa suspensa na extremidade frontal esquerda	[m]
\dot{z}_{s1}	Velocidade da massa suspensa na extremidade frontal esquerda	[m/s]
z_{s2}	Deslocamento da massa suspensa na extremidade frontal direita	[m]
\dot{z}_{s2}	Velocidade da massa suspensa na extremidade frontal direita	[m/s]
z_{m1}	Deslocamento da massa não suspensa da roda dianteira esquerda	[m]
\dot{z}_{m1}	Velocidade da massa não suspensa da roda dianteira esquerda	[m/s]
\ddot{z}_{m1}	Aceleração da massa não suspensa da roda dianteira esquerda	[m/s ²]
z_{m2}	Deslocamento da massa não suspensa da roda dianteira direita	[m]
\dot{z}_{m2}	Velocidade da massa não suspensa da roda dianteira direita	[m/s]
\ddot{z}_{m2}	Aceleração da massa não suspensa da roda dianteira direita	[m/s ²]
M	Massa suspensa do modelo teórico de suspensão	[kg]
m_s	Massa suspensa do modelo proposto	[kg]
m	Massa não suspensa do modelo teórico de suspensão	[kg]
m_1	Massa não suspensa da roda dianteira esquerda	[kg]
m_2	Massa não suspensa da roda dianteira direita	[kg]
k_s	Constante de rigidez do modelo teórico de suspensão	[N/m]
k_1	Constante de rigidez da roda dianteira esquerda	[N/m]
k_2	Constante de rigidez da roda dianteira direita	[N/m]
k_t	Constante de rigidez do pneu	[N/m]

c_s	Constante de amortecimento do modelo teórico de suspensão	[N.s/m]
c_1	Constante de amortecimento da roda dianteira esquerda	[N.s/m]
c_2	Constante de amortecimento da roda dianteira direita	[N.s/m]
c_{tx}	Constante de amortecimento referente ao atrito mecânico na rotação da carroceria em torno do eixo x	[N.s/m]
c_{ty}	Constante de amortecimento referente ao atrito mecânico na rotação da carroceria em torno do eixo y	[N.s/m]
c_{zs}	Constante de amortecimento referente ao atrito mecânico no deslocamento da carroceria no eixo z	[N.s/m]
F_b	Excitação externa na massa suspensa	[N]
F_w	Excitação externa na massa não suspensa	[N]
I_x	Momento de inércia ao longo do eixo x (longitudinal)	[kg.m ²]
I_y	Momento de inércia ao longo do eixo y (transversal)	[kg.m ²]
l_f	Distância do eixo dianteiro ao centro de gravidade	[m]
l_r	Distância do eixo traseiro ao centro de gravidade	[m]
t_r	Distância da roda dianteira esquerda até o centro da bitola	[m]
t_l	Distância da roda dianteira direita até o centro da bitola	[m]
t_b	Distância entre rodas (bitola)	[m]
F_{cp}	Força centrípeta	[N]
F_r	Força resultante	[N]
M_r	Momento resultante	[N.m]
V	Velocidade	[m/s]
M_t	Massa total do protótipo	[kg]
R	Raio	[m]
h_{cg}	Distância entre centro de gravidade e pista	[m]
P	Força peso	[N]
g	Aceleração gravitacional	[m/s ²]
N_1	Força normal na roda dianteira esquerda	[N]
N_2	Força normal na roda dianteira direita	[N]
N_3	Força normal na roda traseira	[N]
m	Constante de massa de uma EDO	[kg]
c	Constante de amortecimento de uma EDO	[N.s/m]
k	Constante de rigidez de uma EDO	[N/m]
$f(t)$	Força ou excitação temporal de uma EDO	[N]
x	Variável dependente de uma EDO	[-]
$\dot{x} = \frac{dx}{dt}$	Primeira derivada temporal da variável dependente de uma EDO	[-]
$\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2}$	Segunda derivada temporal da variável dependente de uma EDO	[-]
y_1 a y_{10}	Variáveis auxiliares do método de parametrização	[-]

$\dot{y}_1 = \frac{dy_1}{dt}$	Primeira derivada temporal da variável auxiliar 1 do método de parametrização	[-]
$\dot{y}_2 = \frac{dy_2}{dt}$	Primeira derivada temporal da variável auxiliar 2 do método de parametrização	[-]
t	Instante de tempo	[s]
E_c	Varição da energia cinética	[J]
V_r	Velocidade de referência	[m/s]
V_n	Velocidade no instante em análise	[m/s]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	OBJETIVOS	17
1.1.1	Objetivo geral	17
1.1.2	Objetivos Específicos	17
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	19
2.1	EQUIPE EFICEM	19
2.2	SHELL ECO MARATHON	21
2.3	CONCEITO URBANO	21
2.4	DINÂMICA VEICULAR	24
2.5	SISTEMAS DE SUSPENSÃO	25
2.5.1	Suspensão Passiva	26
2.5.1.1	Suspensão de eixo rígido	26
2.5.2	Suspensão Independente	27
2.5.2.1	Duplo A (Double Wishbone)	27
2.5.2.2	MacPherson	28
2.5.2.3	MultiLink	28
2.5.3	Suspensão Semiativa	29
2.5.4	Suspensão Ativa	29
2.5.5	Suspensão Eletromagnética	30
2.6	SUSPENSÃO EM VEÍCULOS DE CONCEITO URBANO	30
2.7	TRABALHOS PRECEDENTES	32
2.7.1	Análise do assoalho para o chassis de um veículo de Conceito Urbano	32
2.7.2	Concepção da Carenagem do Conceito Urbano da equipe Eficem	33
2.7.3	Modelagem dinâmica e análise de sistema de suspensão de um protótipo da equipe	34
3	METODOLOGIA	36
3.1	DESENVOLVIMENTO DO MODELO DINÂMICO MATEMÁTICO	36
3.1.1	Modelo de 5 graus de liberdade (Suspensão em rodas dianteiras)	37
3.1.2	Modelo de 7 graus de liberdade (Suspensão em 4 rodas)	39
3.2	SIMULAÇÃO E MÉTODOS COMPUTACIONAIS	42
3.3	CONDIÇÕES PARA CAPOTAMENTO E EQUILÍBRIO ESTÁTICO	46
3.4	DADOS CONSTRUTIVOS DO PROTÓTIPO	48
3.5	MAPEAMENTO DO CIRCUITO	52
4	RESULTADOS	54
4.1	VARIAÇÃO DA ALTURA DO CENTRO DE GRAVIDADE	54

4.2	MOVIMENTO DAS MASSAS SUSPENSAS	56
4.2.1	Movimento das massas suspensas 1 e 2	56
4.2.2	Movimento das massas suspensas 3 e 4	56
4.3	ROLAGEM (ROLL) E ARFAGEM (PITCH) EM CURVAS	59
4.4	CÁLCULO DO SSF	61
4.5	ANÁLISE DE CAPOTAMENTO	61
4.6	EFICIÊNCIA ENERGÉTICA	67
5	CONCLUSÃO	69
	REFERÊNCIAS	71
	APÊNDICE A – CÓDIGOS COMPUTACIONAIS PARA MATLAB . .	73
A.1	SISTEMAS DE EDOS DO MODELO DE 5 GDL	73
A.2	FUNÇÃO MOVIMENTO DO MODELO DE 5 GDL	84
A.3	SISTEMA DE EDOS DO MODELO DE 7 GDL	86
A.4	FUNÇÃO MOVIMENTO DO MODELO DE 7 GDL	97
	ANEXO A – EXTRATO DO REGULAMENTO SHELL ECO-MARATHON	
	PARA URBAN CONCEPTS	100
	ANEXO B – ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO SHELL CONCEPT	
	CAR	103

1 INTRODUÇÃO

Diante do crescimento populacional, o aumento no número de veículos e as mudanças drásticas no clima, mobilidade urbana e eficiência energética são temas em ampla discussão, tendo grandes evoluções nos últimos anos. Deslocar-se dentro de um mesmo município é uma atividade comum para atender às necessidades diárias, e com o avanço tecnológico, novas e mais eficientes alternativas têm surgido a fim de reduzir o impacto ambiental gerado. Universidades e empresas têm incentivado esses temas a fim de acompanhar as normas governamentais e reduzir o uso de recursos naturais.

A indústria automotiva tem migrado seus esforços para o desenvolvimento de veículos híbridos (motor a combustão associado a um motor elétrico) e movidos a energia elétrica, com enfoque em aerodinâmica, materiais leves e tamanho compacto. As universidades seguem o mesmo raciocínio, buscando explorar por meio de pesquisas e projetos acadêmicos, novas ideias que fomentem o desenvolvimento do setor automotivo. Podemos citar dentre os projetos, as equipes de competição para eficiência energética, buscando desenvolver protótipos e conceitos urbanos capazes de percorrer a maior distância utilizando a menor quantidade de energia possível.

Neste contexto, a Equipe de Eficiência Energética do Centro de Engenharias da Mobilidade (EFICEM), da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) do campus Joinville, tem se destacado nacional e internacionalmente no desenvolvimento de protótipos elétricos e a combustão, com ênfase em eficiência energética. Os projetos são utilizados em competições específicas, como é o caso do Shell Eco Marathon (SHELL, 2024b), sediada pela empresa Shell Oil Company em três continentes.

Após anos de experiência com projetos de protótipos, a equipe definiu um novo desafio, desenvolver e fabricar um veículo de conceito urbano, capaz de ser usado como meio de transporte em áreas municipais e atender à categoria Urban Concept na competição Shell Eco Marathon (SEM). Para a realização deste, além dos conhecimentos já adquiridos, faz-se necessário o estudo de novos conceitos pertinentes a um veículo elétrico de pequeno porte para uso pessoal, com alta eficiência energética. Dentre estes, a dinâmica veicular exerce um fator primordial no comportamento do automóvel e necessita de atenção especial. Por conta de sua disposição construtiva com três rodas e enfoque em peso reduzido, os protótipos da equipe EFICEM não possuem componentes mecânicos para absorção de impactos. Entretanto, para este novo conceito urbano, o uso de um sistema de suspensão pode contribuir para a eficiência energética e segurança do condutor.

As funções primárias de um sistema de suspensão são: prover estabilização vertical isolando o chassi das imperfeições da via, manter as rodas em esterçamento

e câmbor condizentes com a estrada, reagir às forças resultantes do atrito dos pneus (durante frenagens, acelerações e curvas), resistir à rolagem do chassi (tombamento) e manter os pneus em contato com o chão com mínima variância de carga. (GILLESPIE, 1992).

Dentro da fundamentação para desenvolvimento deste projeto, serão utilizados trabalhos relacionados à equipe EFICEM e outras equipes do mesmo segmento, em sua maioria internacionais. Destacam-se entre eles, o trabalho relacionado à modelagem e análise de suspensão de protótipos de três rodas, o trabalho para desenvolvimento da carenagem do conceito urbano da equipe e o estudo e projeto do chassi do modelo. O regulamento da SEM também será usado como base, para que o veículo seja passível de participação competitiva.

Desta maneira, este trabalho busca utilizar componentes já projetados, em conjunto com o regulamento da competição SEM, para modelar e analisar a dinâmica veicular de um conceito urbano eficiente da equipe EFICEM da UFSC. Por ser o primeiro veículo de quatro rodas da equipe, um modelo teórico de suspensão será desenvolvido para duas configurações distintas, com suspensão somente na dianteira e com suspensão em todas as rodas, almejando maior estabilidade e segurança para o modelo mais complexo.

Com simulações computacionais via programa Matlab, será possível analisar a dinâmica veicular para cada configuração, comparando as variações de eficiência energética e definindo as vantagens e desvantagens de cada conjunto.

1.1 OBJETIVOS

Para resolver a problemática da modelagem dinâmica e análise de sistema de suspensão de conceito urbano eficiente, propõe-se neste trabalho os seguintes objetivos.

1.1.1 Objetivo geral

Modelar a dinâmica veicular de um conceito urbano eficiente, comparando sistemas de suspensão nos dois eixos e somente no eixo dianteiro, utilizando os componentes já projetados pela equipe EFICEM da Universidade Federal de Santa Catarina e o regulamento da competição SEM, analisando vantagens, desvantagens e aspectos construtivos.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Modelar matematicamente a dinâmica veicular de um conceito urbano de alta eficiência;
- Simular o modelo dinâmico via programa Matlab;

- Analisar a dinâmica em curvas de um modelo com suspensão somente nas rodas dianteiras e um modelo com suspensão em todas as rodas;
- Verificar a dinâmica veicular em relação à segurança contra capotamento e outros efeitos de força;
- Comparar a aplicação dos sistemas em relação à eficiência energética;

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para o desenvolvimento de um veículo de conceito urbano competitivo, deve-se buscar um equilíbrio entre uma boa dirigibilidade, baixo peso e segurança, aumentando assim a eficiência energética, sem proporcionar riscos ao piloto. Um sistema de suspensão independente completo pode resultar em um melhor desempenho do veículo em pista; entretanto, adiciona maior complexidade e peso quando comparado a um sistema de suspensão somente nas rodas dianteiras.

A dúvida na escolha entre estas duas configurações construtivas gerou a necessidade de analisar a dinâmica veicular de ambas, utilizando uma metodologia analítica baseada nas leis da física, tornando possível associar os parâmetros do conceito com seu comportamento dinâmico desejado.

Este capítulo possui o objetivo de apresentar os conceitos teóricos relevantes para o desenvolvimento deste trabalho, bem como a equipe EFICEM e a competição (SEM) da qual participa. Os trabalhos precedentes relacionados à equipe e ao seu conceito urbano também serão apresentados, visto que serviram de base para as análises aqui executadas.

2.1 EQUIPE EFICEM

A EFICEM foi fundada em 2012 após a junção de duas equipes da universidade UFSC campus Joinville. Tem como missão participar das competições nacionais e internacionais de eficiência energética, proporcionando um espaço de aprendizado e desenvolvimento de habilidades teóricas e práticas para alunos de todos os cursos de engenharia. Visa ainda contribuir para o desenvolvimento tecnológico da indústria automotiva, mecatrônica e de compósitos, por meio de soluções sustentáveis e inovadoras, na gestão, concepção e desenvolvimento de protótipos e conceitos urbanos (EFICEM, 2024).

Os projetos da equipe têm tido grande notoriedade dentre as competições que participa, em especial a Shell Eco Marathon, onde foi a primeira equipe brasileira a utilizar um monocoque de fibra de carbono em seu protótipo, conseguindo o feito de ter o veículo mais leve das Américas na competição em 2016 (EFICEM, 2024). Esta característica ainda se mantém como tradição na equipe, prezando pela leveza e resistência de seus conceitos.

Da mesma maneira, a união da equipe com estudantes de engenharia mecatrônica e automotiva forneceu uma grande habilidade no desenvolvimento e fabricação de componentes eletrônicos. Com um equilibrado conjunto de powertrain elétrico, o time foi capaz de ser campeão na etapa brasileira da competição em 2017, detendo

um recorde de 363,6 km/kWh, presente até 2024. Ainda em 2017, a equipe obteve o terceiro lugar no Circuito das Américas, nos Estados Unidos, exibindo grande relevância internacional.

Ainda com foco em sustentabilidade e segurança, os veículos produzidos pela EFICEM detêm o prêmio de melhor projeto de economia circular, obtido na SEM Brasil 2019, e de protótipo mais complacente com os requisitos de segurança técnica na SEM Américas 2021, sendo classificados entre as 30 melhores equipes do mundo (MARATHON, 2022).

Figura 1 – Equipe Eficem na SEM Brasil 2019.



Fonte: EFICEM (2024)

Após anos construindo protótipos, como os que podem ser vistos com os membros na Figura 1, a equipe decidiu iniciar o desenvolvimento de um veículo para a categoria Urban Concept da competição Shell Eco Marathon. Este novo projeto teve início no ano de 2018, mas devido à sua alta complexidade e à necessidade de manter os protótipos competitivos, pouco foi realmente criado até o ano de 2021, quando chassi e carenagem foram inicialmente projetados e estudos foram iniciados para a fabricação do conceito.

Atualmente, a equipe possui uma célula específica para o projeto Urban Concept, com trabalhos já realizados no desenvolvimento de sua carenagem e seu chassi. A motorização e os equipamentos internos também estão sendo projetados pelo grupo, a fim de obter um veículo final competitivo, seguro e funcional, alcançando os melhores valores de eficiência energética possíveis.

2.2 SHELL ECO MARATHON

A competição surgiu em 1939, quando alguns pesquisadores da empresa Shell Oil Company decidiram realizar uma amigável competição para definir quem conseguiria produzir o automóvel mais eficiente. Em 1985, a SEM se tornou oficial, com seu primeiro evento na França, seguindo os mesmos princípios da disputa informal: definir qual o veículo mais energeticamente eficiente, por meio da averiguação da quantidade de combustível gasta em um percurso definido, em um tempo predefinido (SHELL, 2024b).

Com o passar dos anos, a competição chegou a um nível global, e atualmente é realizada em três continentes: Américas, Ásia e Europa. Reunindo milhares de estudantes de diversos países e cursos, duas categorias são apresentadas, Protótipo e Conceito Urbano, com três opções de motorização: bateria elétrica, motor de combustão interna (gasolina, etanol ou diesel) e célula de hidrogênio. As categorias são avaliadas separadamente, possuindo suas próprias premiações, e cada equipe pode escolher em qual pretende participar.

No Brasil, a competição teve sua primeira edição em 2016, sendo denominada Shell Eco Marathon Brasil (SEMB), e reunindo estudantes de diversas universidades do país e da América Latina. Essa é considerada um evento classificatório para a Shell Eco Marathon Américas (SEMA) realizada nos Estados Unidos da América e que reúne mais de 100 equipes. A SEM possui seu próprio regulamento, aplicado de forma global e que visa garantir segurança e equidade durante a competição (SHELL, 2024a).

2.3 CONCEITO URBANO

Por definição da SEM, a classe conceito urbano oferece uma oportunidade para projetar e construir um veículo energeticamente eficiente que se aproxime da aparência de um carro de passeio moderno (SHELL, 2024a). Este automóvel deve seguir as regras da Shell Eco Marathon, dentre elas, peso máximo de 225 kg, especificações para segurança do piloto e algumas características primordiais para o projeto, que são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 2 – Limites de projeto do regulamento da SEM para classe Urban Concept.

Limites Dimensionais do Veículo	Valores (mm)
Altura	1000 - 1300
Largura	1200 - 1300
Comprimento	2200 - 3500
Largura Eixo Dianteiro	1000 - 1300
Largura Eixo Traseiro	800 - 1300
Distância entre Eixos	1200 - 3500

Fonte: Autor (2024)

Além das características funcionais, o conceito urbano deve possuir itens de conforto, que não são obrigatórios nos protótipos, como limpadores de para-brisa, portas funcionais e espaço de bagageiro especificado.

Para melhor entender a proposta deste carro, a Shell desenvolveu seu próprio veículo, servindo também de base para as equipes. O denominado Shell Concept Car representa a visão de automóvel para as próximas gerações, movido por um pequeno motor a combustão, capaz de rodar 100 km com 2,64 litros de combustível (CAR, 2016). O tamanho diminuto facilita a locomoção dentro dos grandes centros, reduzindo também o peso total, chegando a 550 kg.

Figura 2 – Shell Concept Car.



Fonte: Car (2016)

Além da carenagem, a dinâmica veicular recebeu estudos e apropriados recursos, que podem guiar a equipe EFICEM no desenvolvimento de seu próprio conceito. O modelo produzido pela SHELL possui suspensão dianteira e traseira independente, ligados a um monochoque em fibra de carbono. Desta maneira, garante-se conforto, estabilidade e segurança ao veículo, sem agregar demasiado peso, dependendo de sua fabricação. Mais informações técnicas específicas deste projeto podem ser encontradas no Anexo B.

Outro veículo que também representa a visão da Shell Eco Marathon sobre como um Conceito Urbano deve ser é o "Kylie", o veículo utilizado para propagandas, que pode ser visto na Figura 3. Este possui 235 kg de massa total e atende ao regulamento proposto, com suspensão em todas as suas rodas, sendo construído em alumínio e fibra de carbono, materiais que a equipe Eficem pretende usar em seu projeto.

Figura 3 – Shell Urban Concept Media Vehicle.



Fonte: Chan (2018)

Os conceitos apresentados acima são ambos veículos movidos por um motor de combustão interna, o que difere do tipo construtivo da equipe Eficem, que será elétrico. A principal mudança em relação à dirigibilidade será o torque do motor, disponível a qualquer momento no conceito elétrico. Isso demanda maior cuidado do piloto em retomadas de curva e acelerações espontâneas, influenciando diretamente na dinâmica veicular do conceito.

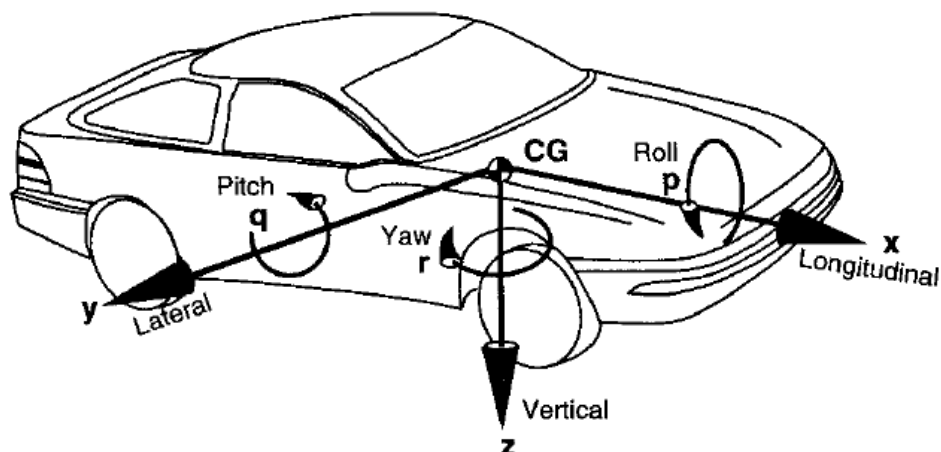
2.4 DINÂMICA VEICULAR

A dinâmica veicular busca estudar os movimentos de aceleração, frenagem e dirigibilidade de veículos em uma estrada, considerando que as forças dos pneus, gravidade e aerodinâmica atuam no automóvel, determinando seu comportamento dinâmico. O veículo e seus componentes são estudados para determinar a força gerada por seus movimentos em situações particulares, e como ele vai responder a tais forças (GILLESPIE, 1992). Com análises da dinâmica veicular, é possível compreender, modelar e projetar sistemas de suspensão para um veículo, sistemas estes que são essenciais para atingir aderência, dirigibilidade e segurança adequados para os ocupantes (GENTA; MORELLO, 1997).

A literatura de Gillespie (GILLESPIE, 1992) é base deste trabalho e fornece equações e modelos matemáticos para a realização desta análise. Segundo o autor, a dinâmica veicular pode ser dividida em três eixos:

- **Dinâmica longitudinal:** refere-se ao movimento longitudinal (x) e as rotações em torno de (y), em resposta aos torques aplicados.
- **Dinâmica lateral:** envolve o movimento lateral (y) e as rotações em (x) e (z) resultantes do esterçamento do volante.
- **Dinâmica vertical:** estuda o movimento vertical (z) e os conceitos de rotação roll (x), pitch (y) e yaw (z).

Figura 4 – Sistemas de coordenada SAE.

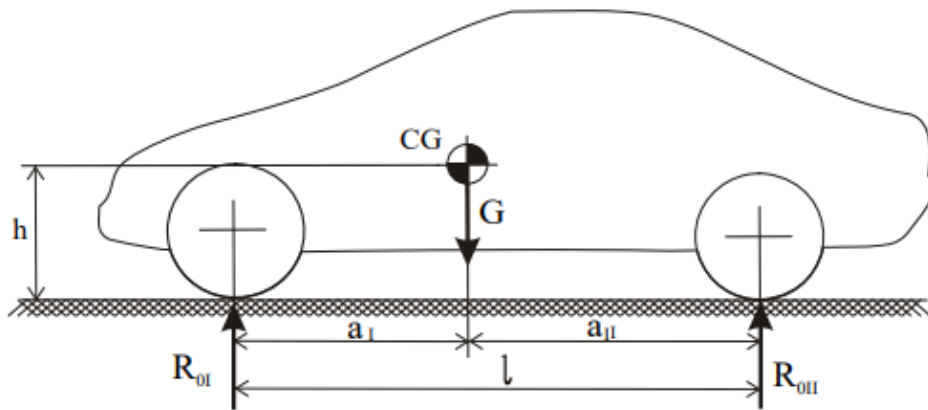


Fonte: Gillespie (1992).

De acordo com Leal et al. (2012), para encontrar os parâmetros que servem de entrada para os modelos matemáticos, deve-se determinar a posição do centro de gravidade (CG). É neste ponto que agem as forças do peso e de inércia transmitidas entre pneu e pista (Figura 5). A determinação do CG pode ser feita pesando os dois

eixos do veículo para determinar a posição longitudinal e pesando o veículo em active para determinar a posição vertical.

Figura 5 – Representação do CG num Plano Bidimensional.



Fonte: Leal et al. (2012).

2.5 SISTEMAS DE SUSPENSÃO

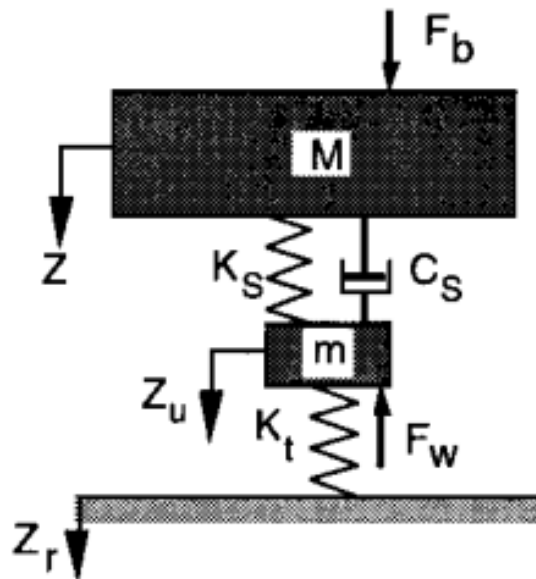
Os sistemas de suspensão têm como função principal isolar a carroceria do veículo das irregularidades do solo e garantir uma conexão eficiente entre as rodas e a superfície da estrada. Este sistema desempenha um papel fundamental no conforto dos ocupantes, na estabilidade dinâmica do veículo e na segurança (GENTA; MORELLO, 1997).

Ao inserir amortecedores e molas na conexão entre a roda e o chassi do veículo, é possível controlar o comportamento da massa suspensa (chassi e carenagem) e da massa não suspensa (rodas e pneus), modificando a rigidez e o amortecimento do sistema.

Para o projeto de um conceito urbano voltado para competições, o conforto não é uma prioridade, e sim o melhor desempenho que virá a resultar em uma maior eficiência energética. Assim, deve-se assumir valores de rigidez e amortecimento que favoreçam uma maior velocidade de contorno de curva, reduzindo chances de capotamento e melhorando a dirigibilidade em pista.

Na Figura 7 pode-se observar um modelo teórico de suspensão aplicado a um quarto de carro. Neste modelo, têm-se os parâmetros de massa suspensa (M), mola (K_S) e amortecedor (C_S) ligados à massa não suspensa (m) e rigidez do pneu (k_t). Ainda observa-se os termos da excitação da massa suspensa (F_b) e da massa não suspensa (F_W), necessárias para compreender o movimento do veículo.

Figura 6 – Modelo teórico de suspensão.



Fonte: Gillespie (1992).

2.5.1 Suspensão Passiva

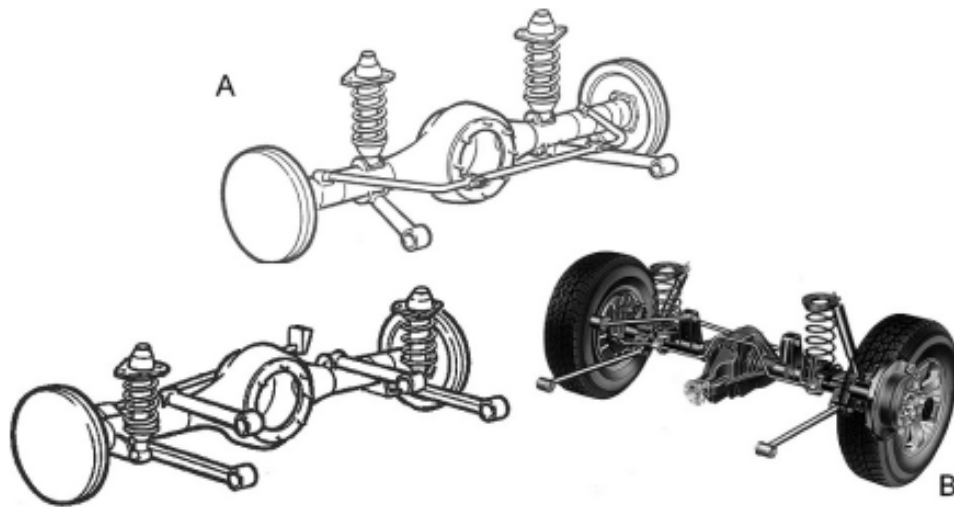
De forma geral, o sistema de suspensão passiva se refere a uma configuração totalmente mecânica, sem a utilização de sensores ou atuadores eletrônicos para seu funcionamento. Ele se baseia em três componentes fundamentais: a massa, a mola e o amortecedor. O amortecedor tem a função de dissipar vibrações e impactos provenientes das irregularidades do solo, enquanto a mola atua em conjunto, absorvendo os movimentos verticais das rodas para melhorar o conforto e a estabilidade do veículo.

Existem diversos tipos de sistemas de suspensão passiva, cujas propriedades de rigidez e amortecimento são obtidas por meio de diferentes tipos construtivos. A seguir, são apresentados os principais sistemas e suas características.

2.5.1.1 Suspensão de eixo rígido

A suspensão de eixo rígido é uma das mais simples e robustas. Nesse sistema, as rodas de um mesmo eixo estão conectadas rigidamente, de forma que o movimento de uma roda afeta diretamente a outra. É amplamente utilizada em veículos pesados, como caminhões e ônibus, devido à sua durabilidade e capacidade de suportar grandes cargas. Contudo, esse sistema oferece menor conforto e estabilidade em altas velocidades, sendo menos utilizado em veículos leves (GILLESPIE, 1992).

Figura 7 – Diferentes configurações de suspensão de eixo rígido.



Fonte: Genta e Morello (1997), p. 199.

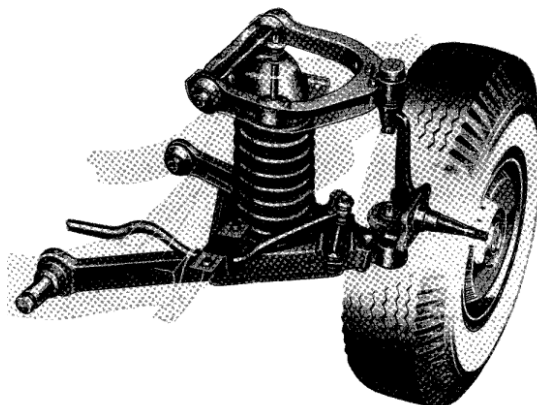
2.5.2 Suspensão Independente

Na suspensão independente, cada roda se move de forma independente, sem interferir no movimento da roda oposta do mesmo eixo. Isso proporciona maior conforto e melhor dirigibilidade, especialmente em curvas e terrenos irregulares (REIMPELL et al., 2001).

2.5.2.1 Duplo A (Double Wishbone)

Utilizado em veículos de alto desempenho, possui dois braços sobrepostos que proporcionam maior controle da geometria da suspensão, melhorando a aderência e a estabilidade em condições extremas (REIMPELL et al., 2001). Por conta da facilidade de fabricação deste tipo de suspensão, a configuração de Duplo A é muito utilizada em veículos de conceito urbano, especialmente na dianteira.

Figura 8 – Suspensão Duplo A.

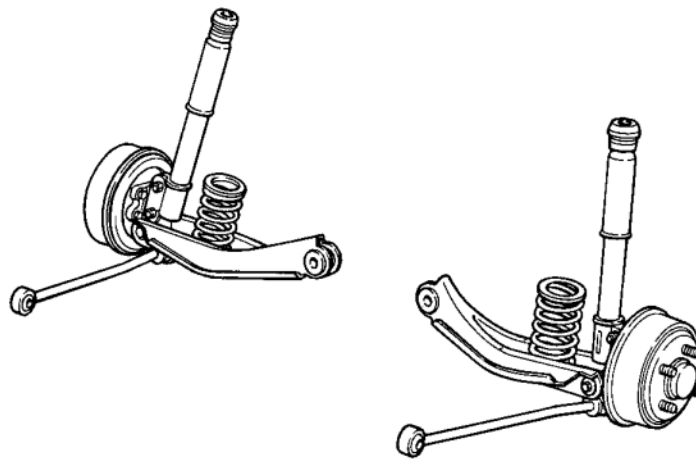


Fonte: Gillespie (1992), p. 243.

2.5.2.2 MacPherson

Muito popular em veículos de passeio, combina simplicidade, leveza e baixo custo. Consiste em um único braço inferior e um amortecedor integrado à mola, como exposto na Figura 9, o que facilita a montagem e reduz o espaço ocupado dentro do compartimento do motor (GENTA; MORELLO, 1997). Esta configuração é conhecida também como suspensão telescópica, por conta do funcionamento dos amortecedores que devem ser utilizados.

Figura 9 – Suspensão MacPherson.

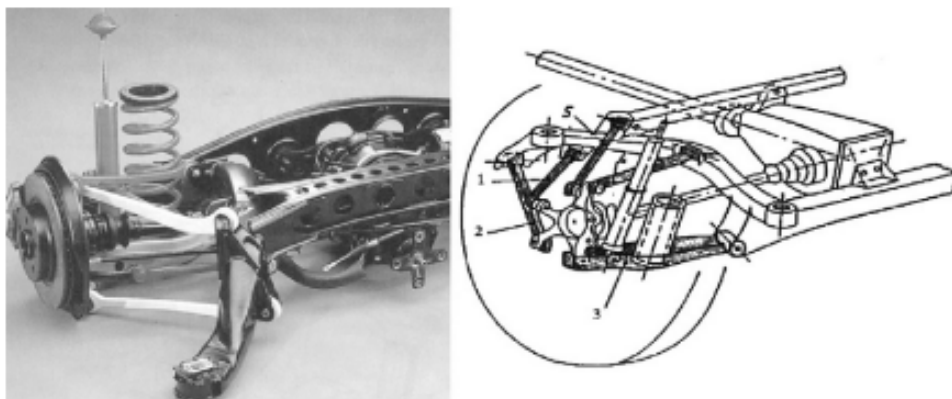


Fonte: Gillespie (1992), p. 244.

2.5.2.3 MultiLink

Caracterizado por múltiplos braços independentes (Figura 10), esse sistema oferece ajustes precisos da geometria da suspensão, resultando em maior conforto e desempenho. É comum em veículos premium e esportivos (CARLSEN; OMA, 2017). Suspensões multilink geralmente possuem pivôs esféricos no fim de suas articulações, eliminando a ação de momentos fletores (GILLESPIE, 1992).

Figura 10 – Suspensão Multilink em eixo traseiro.

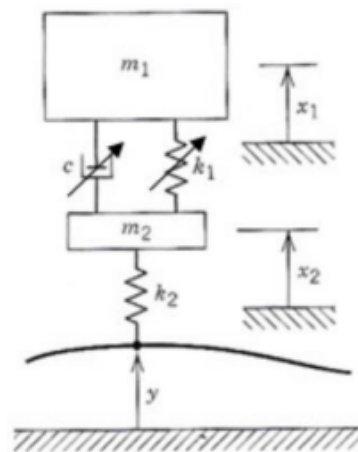


Fonte: Genta e Morello (1997), p. 188.

2.5.3 Suspensão Semiativa

Os sistemas semiativos utilizam amortecedores ajustáveis que modificam suas características de amortecimento em tempo real, com base nas condições da pista e no comportamento do veículo. O ajuste pode ocorrer por válvulas no interior do amortecedor ou por ação eletromagnética com ímãs. Embora não ajustem a altura do veículo, como sistemas ativos, eles proporcionam um equilíbrio entre conforto e estabilidade, geralmente permitindo a escolha de mais ou menos rigidez, sendo frequentemente aplicados em veículos modernos de médio e alto padrão, além de veículos esportivos e protótipos. (GENTA; MORELLO, 1997). A Figura 11 demonstra um esquemático de uma suspensão semiativa.

Figura 11 – Esquemático da suspensão semiativa.



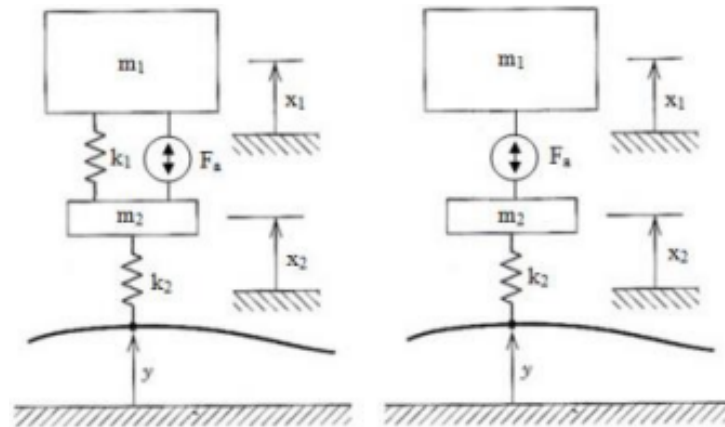
Fonte: Palm (2007).

2.5.4 Suspensão Ativa

A suspensão ativa utiliza atuadores controlados eletronicamente para ajustar continuamente as características de rigidez e altura do veículo. Isso permite um controle excepcional da dinâmica veicular, minimizando rolamentos (roll), arfagens (pitch) e oscilações. A tecnologia demorou para ser comercializada, devido aos sensores e controladores necessários para um bom funcionamento do sistema (GUGLIELMINO et al., 2008). Sistemas ativos são encontrados em veículos de luxo e de alto desempenho, mas apresentam custo elevado e maior complexidade de manutenção (REIMPELL et al., 2001).

As suspensões ativas podem ser classificadas em dois sistemas: parcialmente carregado (esquerda) e totalmente carregado (direita), demonstrados na Figura 12. Enquanto o sistema parcialmente carregado apresenta mola e atuador, o sistema totalmente carregado apresenta somente um atuador, que é responsável por responder às excitações do sistema e sustentar a massa suspensa (GUGLIELMINO et al., 2008).

Figura 12 – Esquemáticos de suspensão ativa parcialmente e totalmente carregados.



Fonte: Palm (2007).

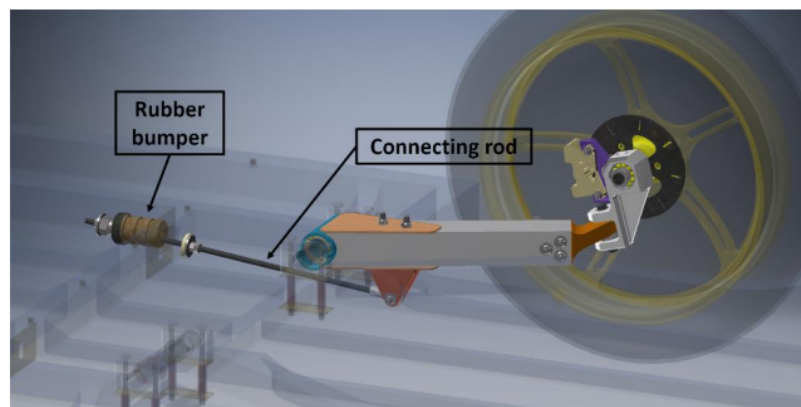
2.5.5 Suspensão Eletromagnética

Mais recente e tecnológica, a suspensão eletromagnética utiliza campos magnéticos gerados por eletroímãs para controlar a altura e a rigidez do veículo. Oferece resposta ultrarrápida e excelente desempenho dinâmico, mas seu alto custo e complexidade limitam sua aplicação a veículos de luxo e protótipos (GILLESPIE, 1992).

2.6 SUSPENSÃO EM VEÍCULOS DE CONCEITO URBANO

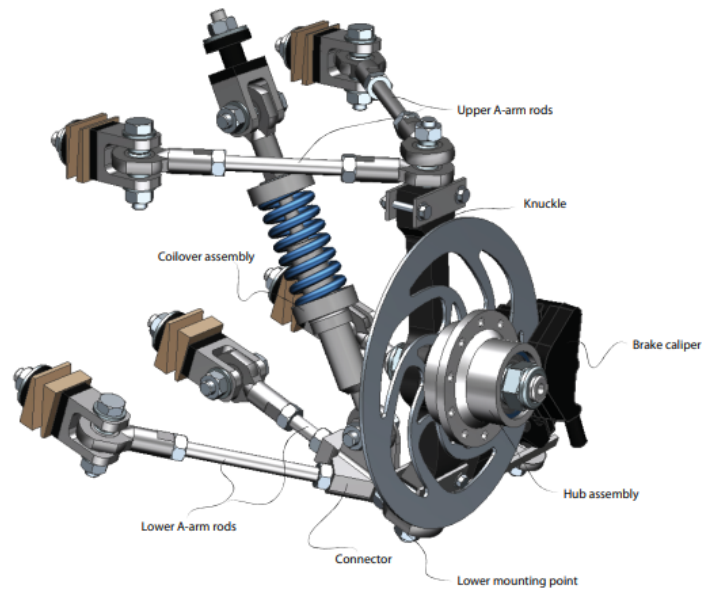
Em geral, os sistemas de suspensão de conceitos urbanos são do tipo independente, ou seja, cada roda pode se movimentar de maneira independente das outras. Para que não se agregue tanto peso, é possível observar sistemas do tipo duplo A (Figura 14) na dianteira e traseira desenvolvidos por outras equipes, assim como sistemas de trailing arm (Figura 13) utilizados somente na traseira. Esses sistemas são sempre passivos, o que significa que não possuem uma suspensão ativa que pode se adaptar de acordo com os esforços aplicados.

Figura 13 – Suspensão trailing-arm de um conceito urbano.



Fonte: Rongoni (2020).

Figura 14 – Suspensão duplo A dianteira de um conceito urbano.



Fonte: Espeland et al. (2012).

Ainda identificam-se conceitos urbanos sem nenhum tipo de suspensão (Figura 15) ou somente com buchas de borracha servindo como mola e amortecedor ao mesmo tempo, mas permitindo variação da altura da massa não suspensa.

Figura 15 – Conceito urbano com rodas fixas na traseira.



Fonte: Barkway et al. (2012).

2.7 TRABALHOS PRECEDENTES

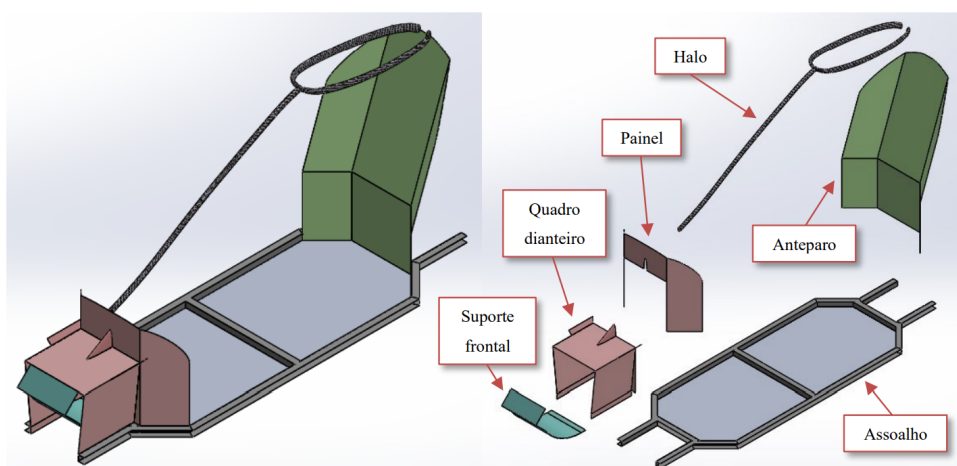
Serão utilizados trabalhos de ex-integrantes da equipe EFICEM, relacionados a protótipos e ao próprio conceito urbano da equipe. Estes embasarão algumas medidas e métodos aqui apresentados. Também serão estudados trabalhos de outras equipes nacionais e internacionais, definindo um padrão para que este primeiro conceito da equipe siga, sendo passível de competir nacional e internacionalmente. Os textos produzidos com base nos projetos da equipe são mencionados nas subseções a seguir.

2.7.1 Análise do assoalho para o chassis de um veículo de Conceito Urbano

O trabalho de Oriqui (2023) trata do projeto preliminar e análise estrutural do assoalho para um veículo de Conceito Urbano, desenvolvido pela equipe EFICEM para competições de eficiência energética. Este estudo explora a aplicação de Aços Avançados de Alta Resistência (AHSS) e Aços de Alta Resistência e Baixa Liga (HSLA), visando à redução de peso e aumento da eficiência energética sem comprometer a rigidez e a segurança estrutural.

O projeto utilizou ferramentas de CAD e simulação estrutural em software ANSYS para avaliar a viabilidade da geometria proposta, identificando regiões críticas sujeitas a falhas para otimizações futuras. Com foco em atender às exigências de regulamentação e desafios técnicos, o assoalho foi projetado como parte de um chassi unibody, como pode ser visualizado na Figura 16, considerando cargas estáticas e dinâmicas e priorizando o custo acessível para fabricação pela equipe. Os resultados mostraram boa rigidez torcional para os materiais analisados, destacando o potencial dos aços avançados como alternativa viável em projetos estruturais automotivos de baixo custo.

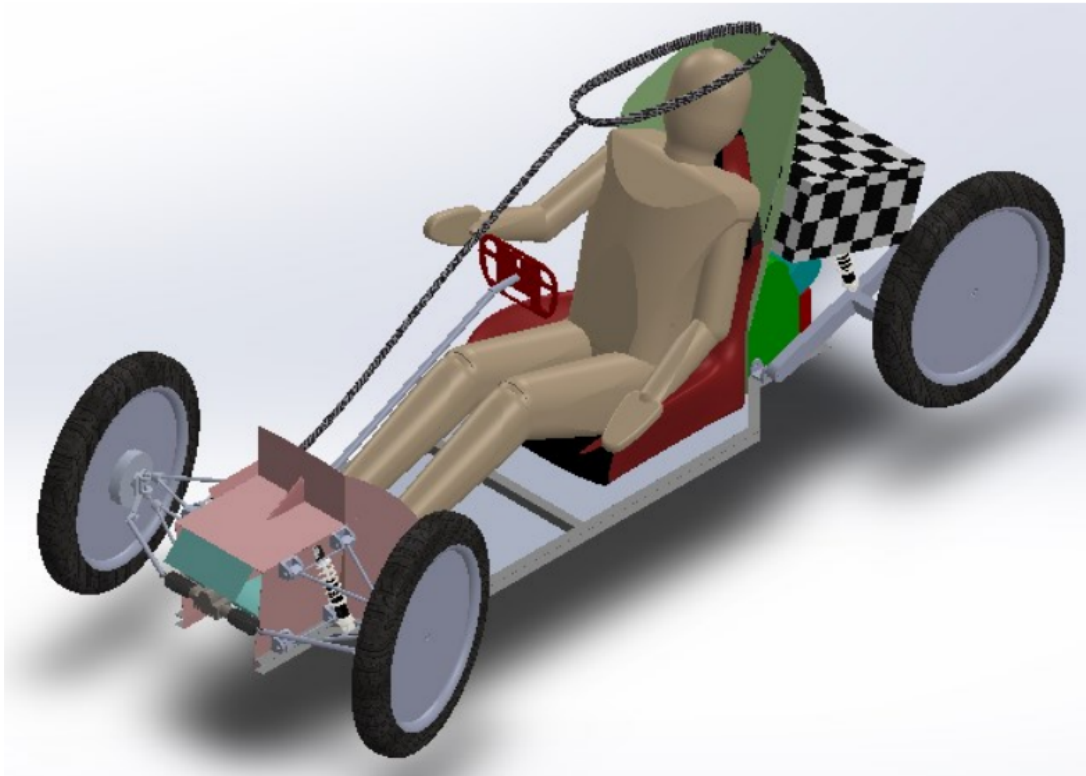
Figura 16 – Conceito inicial do chassis para o Conceito Urbano da equipe.



Fonte: Oriqui (2023).

Em conjunto ao desenvolvimento do chassi, membros da equipe se juntaram para desenvolver um modelo inicial dos sistemas de direção, suspensão e propulsão do conceito, auxiliando na determinação de medidas e configurações de montagem completa. Esta montagem com os sistemas foi considerada no presente trabalho e pode ser visualizada na Figura 17.

Figura 17 – Conceito inicial de sistemas veiculares para o Conceito Urbano da equipe.



Fonte: Oriqui (2023).

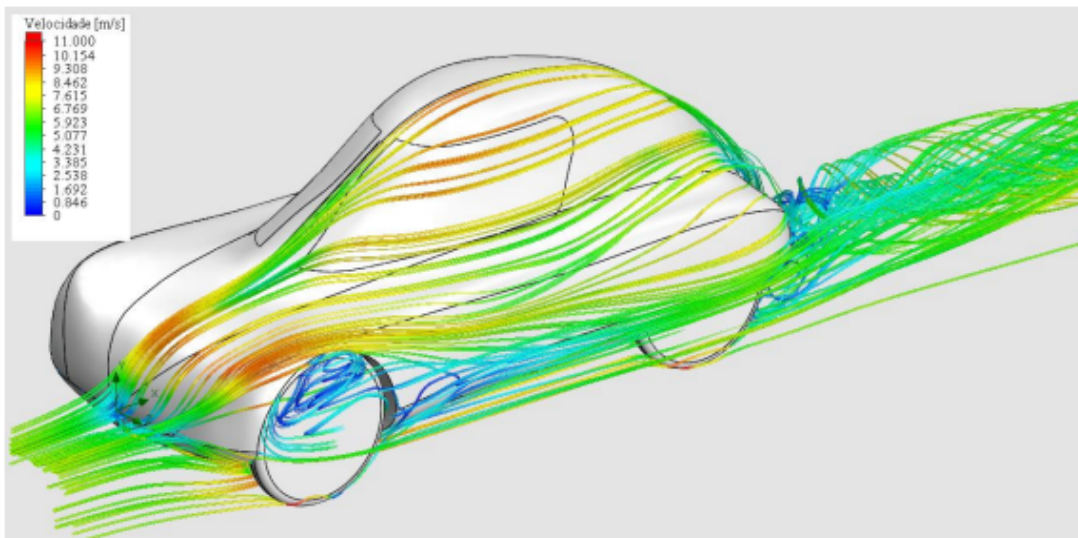
2.7.2 Concepção da Carenagem do Conceito Urbano da equipe Eficem

Para a concepção e análise aerodinâmica da carenagem do Conceito Urbano da equipe EFICEM, Mika (2021) realizou um trabalho com foco em eficiência energética e competitividade dentro da Shell Eco Marathon. O desenvolvimento utilizou software SOLIDWORKS para modelagem CAD e simulações CFD, buscando otimizar o coeficiente de arrasto aerodinâmico (0,243) e a área frontal (0,9791 m²). O projeto foi baseado em referências de veículos similares, regulamentações da competição e princípios clássicos de aerodinâmica veicular.

Esta carenagem foi projetada para garantir baixo arrasto, eficiência estrutural e compatibilidade com a fabricação em materiais compósitos, encaixando-se nas capacidades técnicas e expertise da equipe. O estudo demonstrou que os parâmetros aerodinâmicos obtidos são competitivos em relação a outros veículos da mesma categoria.

A carenagem projetada pode ser vista na Figura 18, com uma exibição do comportamento esperado da velocidade do ar escoando em seu entorno. Esta foi posteriormente adicionada à montagem criada por Oriqui (2023) para representar o Conceito Urbano por completo, sendo a base geométrica utilizada no presente trabalho.

Figura 18 – Carenagem final desenvolvida e suas linhas de corrente.



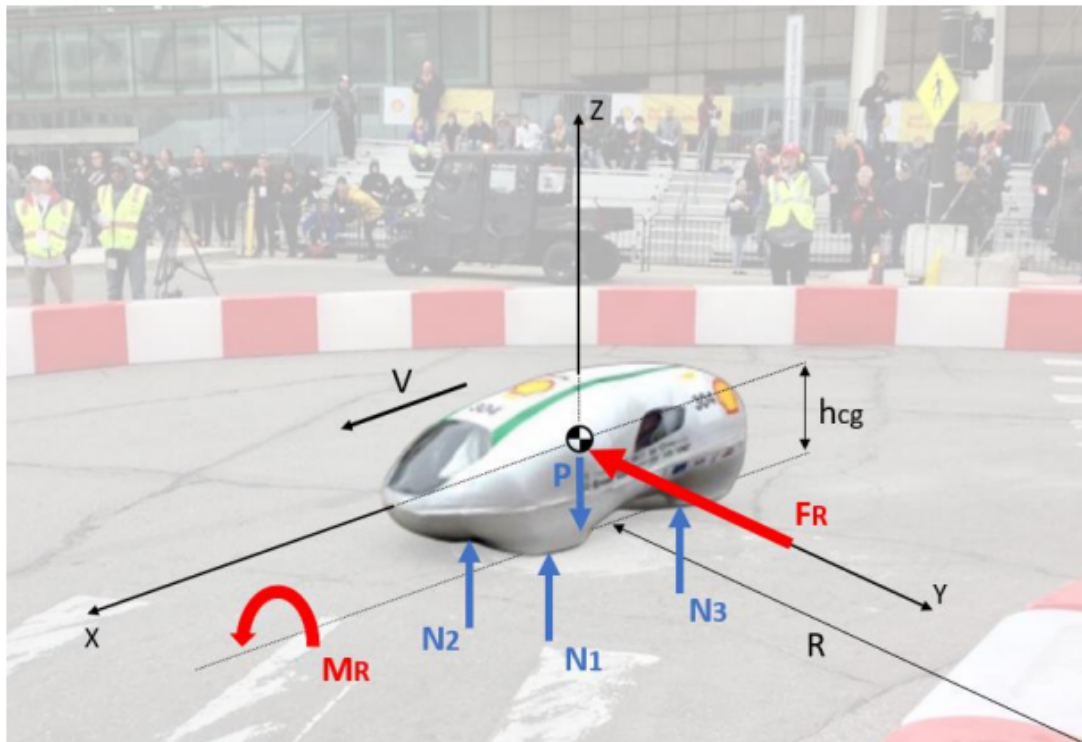
Fonte: Mika (2021).

Além destes textos, os conteúdos disponibilizados pela equipe EFICEM foram essenciais para a realização deste trabalho. Dados, modelos em CAD e definições do produto foram desenvolvidos pelos membros ao longo dos anos e hoje compõem uma ótima biblioteca de informações que pertencem à equipe e foram compartilhadas, tendo todos os direitos reservados a ela.

2.7.3 Modelagem dinâmica e análise de sistema de suspensão de um protótipo da equipe

Outra literatura em que este trabalho se embasa é o trabalho de Knabben (2020), que realizou uma avaliação e modelagem da dinâmica veicular de um protótipo de três rodas da equipe, com e sem suspensão. Por meio de modelagem matemática e simulações realizadas no programa Matlab, o estudo avaliou o impacto destas diferentes configurações de suspensão na eficiência energética do veículo, considerando fatores como rolagem, arfagem e forças atuantes nos pneus, como demonstrado na Figura 19. O capotamento foi analisado para cada uma das rodas e para o veículo inteiro, encontrando possíveis situações críticas ao realizar curvas no circuito Sonoma Raceway, na Califórnia.

Figura 19 – Análise da dinâmica lateral de um protótipo da equipe.



Fonte: Knabben (2020).

Os resultados encontrados no trabalho apontam para um aumento na estabilidade e na eficiência energética do protótipo quando este conta com o sistema de suspensão, ocasionando ainda a redução expressiva das situações críticas de capotamento e da força atuante nos pneus.

Apesar do conceito urbano aqui analisado ter diferentes concepções em relação a medidas e utilização quando comparado aos protótipos, este estudo precedente revela muitas táticas e direções para o presente trabalho, sendo primordial para a avaliação da dinâmica veicular dos protótipos da equipe e para futuros projetos.

3 METODOLOGIA

Este capítulo apresenta a metodologia utilizada na elaboração deste trabalho. Através do desenvolvimento matemático, serão obtidas as equações para o modelo analisado, que serão a base para os cálculos e implementação da suspensão proposta. Serão descritas as considerações e embasamentos para a dedução das equações e realização das simulações em Matlab, que resultarão na avaliação dos dois conceitos de suspensão em relação à sua eficiência.

3.1 DESENVOLVIMENTO DO MODELO DINÂMICO MATEMÁTICO

A modelagem dinâmica matemática do veículo rege o estudo de seu movimento. Para isso, necessitamos definir os graus de liberdade (GDL) e seu sistema de coordenadas. O número de graus de liberdade refere-se à quantidade de variáveis independentes presentes no modelo. Após definidos, podemos formular as equações diferenciais dinâmicas do modelo.

As equações que definem a resposta do sistema e seu comportamento dinâmico podem ser expressas na forma matricial, como na equação (1):

$$[M]\{\ddot{z}(t)\} + [C]\{\dot{z}(t)\} + [K]\{z(t)\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

Onde:

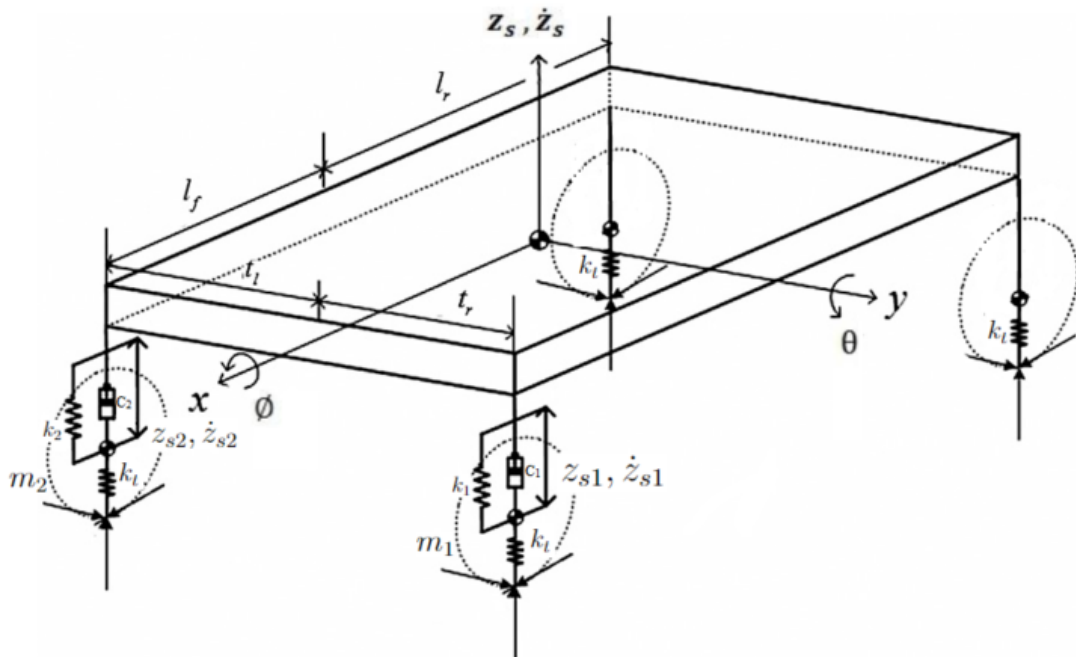
- $[M]$: Matriz de massa.
- $[C]$: Matriz de amortecimento.
- $[K]$: Matriz de rigidez.
- $\{z(t)\}$: Vetor de deslocamentos dependente do tempo.
- $\{\dot{z}(t)\}$: Vetor de velocidades.
- $\{\ddot{z}(t)\}$: Vetor de acelerações.
- $\{F(t)\}$: Vetor de forças externas.

Para veículos com quatro rodas, que possuem conjunto de suspensão somente nas rodas dianteiras, encontra-se 5 GDL. Esta será a primeira configuração para a análise do conceito urbano eficiente. Já a segunda configuração será representada por um conceito que possui suspensão nas 4 rodas, encontrando-se então 7 GDL, gerando a possibilidade de análise da diferença de eficiência entre os dois modelos.

3.1.1 Modelo de 5 graus de liberdade (Suspensão em rodas dianteiras)

Inicialmente, considerou-se um modelo matemático do protótipo Urban Concept de eficiência energética, como pode ser visto na Figura 20. Este modelo conta com um conjunto de massa, mola e amortecedor, aplicados apenas nas rodas dianteiras do veículo, compondo um sistema de 5 GDL.

Figura 20 – Modelo matemático de 5 graus de liberdade.



Fonte: Autor (2024).

Os três primeiros graus de liberdade são relativos ao deslocamento da massa suspensa do protótipo, que é definida pelo conjunto chassi/carenagem, piloto e rodas traseiras. Esta massa é movimentada verticalmente em z (bounce), e possui rotações em x (roll) e y (pitch).

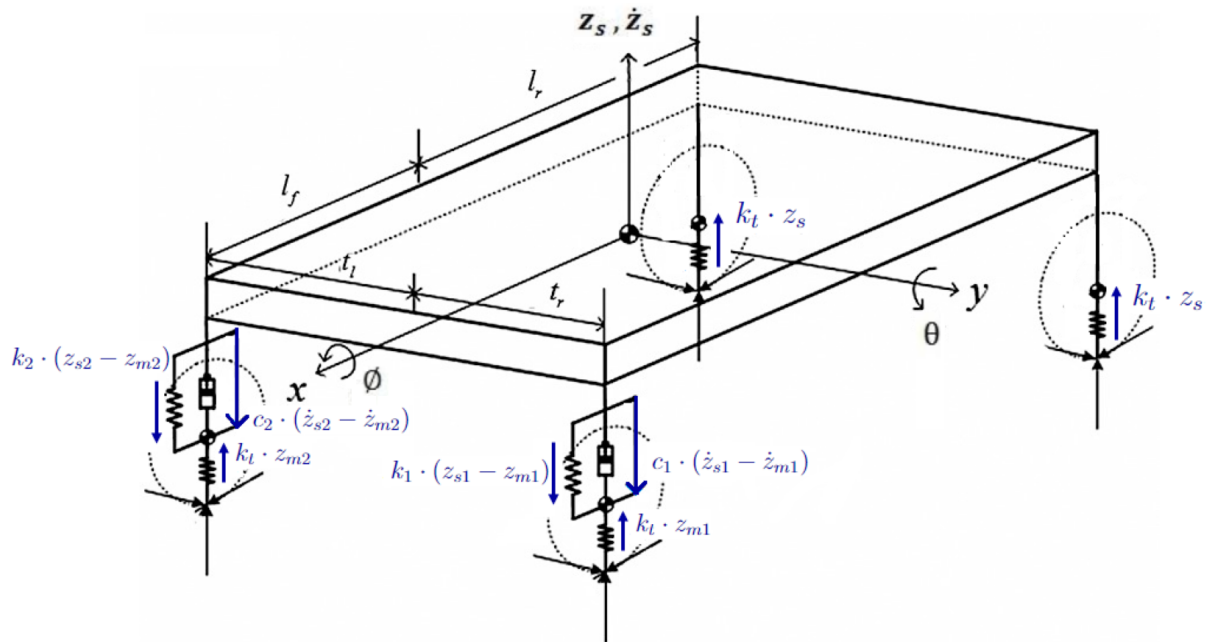
Os dois GDL restantes representam o deslocamento vertical das massas não suspensas. Estas são equivalentes à massa que não é sustentada pelo sistema de suspensão, ou seja, a massa total de cada uma das rodas dianteiras somadas aos componentes de direção, freio e suspensão.

Assim, obtêm-se os cinco graus de liberdade do modelo, que podem ser vistos abaixo.

- ϕ – rotação da carroceria em torno do eixo x (roll);
- θ – rotação da carroceria em torno do eixo y (pitch);
- z_s – deslocamento vertical da massa suspensa (bounce);
- z_{m1} – deslocamento vertical da massa não suspensa da roda dianteira esquerda;
- z_{m2} – deslocamento vertical da massa não suspensa da roda dianteira direita.

Após identificar os graus de liberdade, é possível definir equações para cada um deles. Utiliza-se então a 2ª Lei de Newton no equilíbrio de forças, com base no diagrama de corpo livre (DCL) da Figura 21.

Figura 21 – Diagrama de corpo livre o modelo 5 GDL.



Fonte: Autor (2024).

Assim, consegue-se chegar à equação (2) abaixo.

$$m_s \cdot \ddot{z}_s = -k_1 \cdot (z_{s1} - z_{m1}) - c_1 \cdot (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{m1}) - k_2 \cdot (z_{s2} - z_{m2}) - c_2 \cdot (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{m2}) - k_t \cdot z_{s3} - k_t \cdot z_{s4} \quad (2)$$

Nesta equação, as variáveis m_s e \ddot{z}_s representam, respectivamente, a massa suspensa do veículo e sua aceleração no eixo z. k_1 e k_2 equivalem às constantes de rigidez das massas não suspensas m_1 e m_2 . De maneira análoga, c_1 e c_2 retratam as constantes de amortecimento destas massas. k_t indica a constante de rigidez do pneu. z_{s1} , z_{s2} , z_{s3} e z_{s4} expressam o deslocamento da massa suspensa nas extremidades dianteiras esquerda, dianteira direita, traseira direita e traseira esquerda do modelo, respectivamente, sendo definidas pelas equações (3), (4), (5) e (6) a seguir.

$$z_{s1} = z_s - l_f \cdot \tan(\theta) + 0.5 \cdot t_b \cdot \tan(\phi) \quad (3)$$

$$z_{s2} = z_s - l_f \cdot \tan(\theta) - 0.5 \cdot t_b \cdot \tan(\phi) \quad (4)$$

$$z_{s3} = z_s + l_r \cdot \tan(\theta) - 0.5 \cdot t_b \cdot \tan(\phi) \quad (5)$$

$$z_{s4} = z_s + l_r \cdot \tan(\theta) + 0.5 \cdot t_b \cdot \tan(\phi) \quad (6)$$

Sendo l_f equivalente à distância entre o centro de gravidade e a parte frontal do modelo. Já a variável t_b expressa a largura da bitola do protótipo ($t_r + t_l$).

Na mesma equação (2) pode-se notar ainda a presença dos termos \dot{z}_{m1} e \dot{z}_{m2} , derivadas de z_{m1} e z_{m2} . Já as variáveis \dot{z}_{s1} e \dot{z}_{s2} representam a velocidade da massa suspensa nas extremidades frontais esquerda e direita do protótipo. Estes termos são resultantes da derivada das equações de deslocamento que foram definidas em (3) e (4), sendo exibidas abaixo nas equações (7) e (8) abaixo.

$$\dot{z}_{s1} = \dot{z}_s - l_f \cdot \dot{\theta} \cdot \sec^2(\theta) + 0.5 \cdot tb \cdot \dot{\phi} \cdot \sec^2(\phi) \quad (7)$$

$$\dot{z}_{s2} = \dot{z}_s - l_f \cdot \dot{\theta} \cdot \sec^2(\theta) - 0.5 \cdot tb \cdot \dot{\phi} \cdot \sec^2(\phi) \quad (8)$$

Após a dedução das equações para a massa suspensa, aplica-se novamente a 2ª Lei de Newton para as massas não suspensas, com base no DCL apresentado na Figura 21. Desta maneira, obtêm-se as equações abaixo demonstradas.

$$m_1 \cdot \ddot{z}_{m1} = k_1 \cdot (z_{s1} - z_{m1}) + c_1 \cdot (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{m1}) - k_t \cdot z_{m1} \quad (9)$$

$$m_2 \cdot \ddot{z}_{m2} = k_2 \cdot (z_{s2} - z_{m2}) + c_1 \cdot (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{m2}) - k_t \cdot z_{m2} \quad (10)$$

Os termos \ddot{z}_{m1} e \ddot{z}_{m2} destas equações são as acelerações das massas suspensas dianteira esquerda e direita, respectivamente.

Para determinar por completo o movimento do modelo, desenvolve-se então as equações relativas ao momento nos eixos x e y da massa suspensa. Estas equações são baseadas na aplicação da fórmula de Newton-Euler, realizando o somatório dos momentos em cada eixo, como pode ser visto a seguir.

$$I_x \cdot \ddot{\phi} = 0.5 \cdot tb \cdot [k_2 \cdot (z_{s2} - z_{m2}) + c_2 \cdot (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{m2}) - k_1 \cdot (z_{s1} - z_{m1}) - c_1 \cdot (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{m1})] + 0.5 \cdot tb \cdot [k_t \cdot z_{s3} - k_t \cdot z_{s4}] \quad (11)$$

$$I_y \cdot \ddot{\theta} = [k_1 \cdot (z_{s1} - z_{m1}) + c_1 \cdot (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{m1}) + k_2 \cdot (z_{s2} - z_{m2}) + c_2 \cdot (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{m2})] \cdot l_f - 2 \cdot k_t \cdot l_r^2 \cdot \tan(\theta) \quad (12)$$

Os termos I_x e I_y representam os momentos de inércia nos eixos longitudinal (x) e transversal (y) do protótipo, enquanto $\ddot{\phi}$ e $\ddot{\theta}$ correspondem às acelerações dos momentos em torno dos mesmos eixos. Ainda pode-se observar l_r que expressa a distância entre o CG e a traseira do veículo.

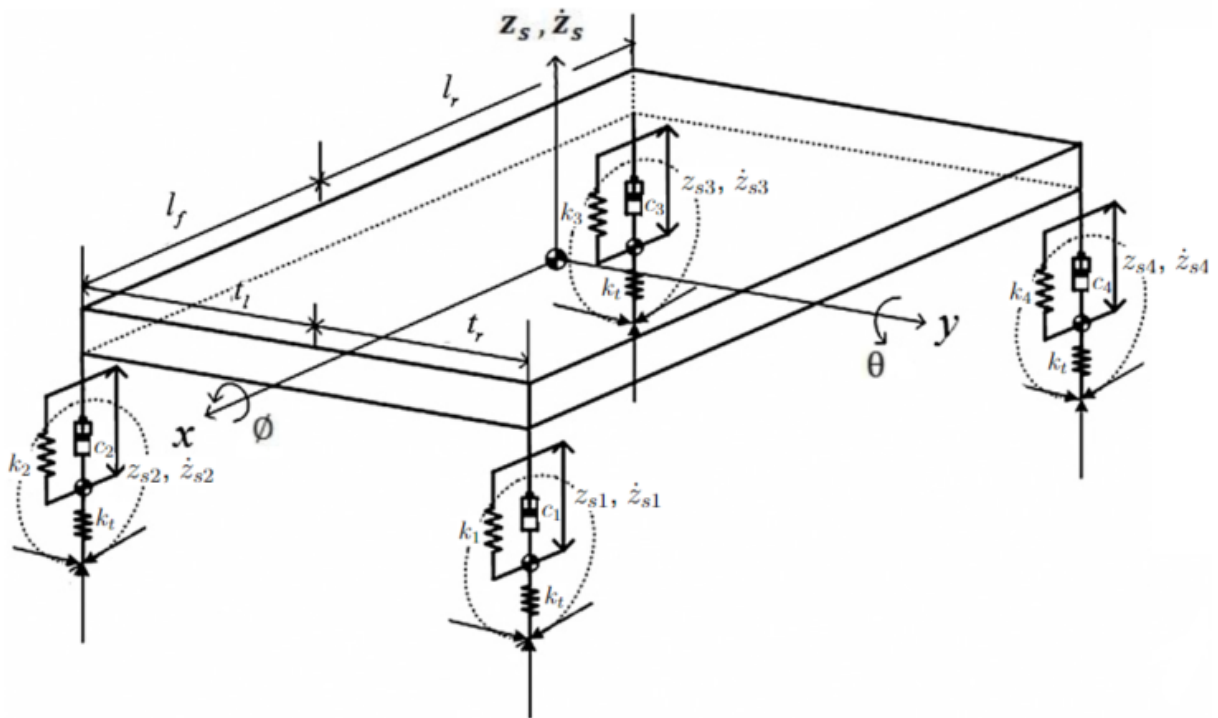
Como as variáveis são dependentes entre si, este conjunto de equações físicas é suficiente para determinar o movimento do protótipo por meio de uma solução simultânea.

3.1.2 Modelo de 7 graus de liberdade (Suspensão em 4 rodas)

Após definir o modelo matemático de um protótipo com suspensão somente nas rodas dianteiras, precisa-se definir um modelo com suspensão nas quatro rodas,

para que seja possível uma comparação do comportamento dinâmico em curvas entre eles, contribuindo para os objetivos do trabalho.

Figura 22 – Modelo matemático de 7 graus de liberdade.



Fonte: Tchamna et al. (2015).

Propõe-se então um modelo matemático de um veículo com suspensão em todas as rodas, de maneira análoga ao modelo com 5 graus de liberdade. Os primeiros três GDL provêm da massa suspensa do conceito, que equivale ao peso do chassi, carenagem e piloto. Esta massa tem deslocamento em z (bounce) e possui rotações em x (roll) e y (pitch), como já demonstrados na Figura 20.

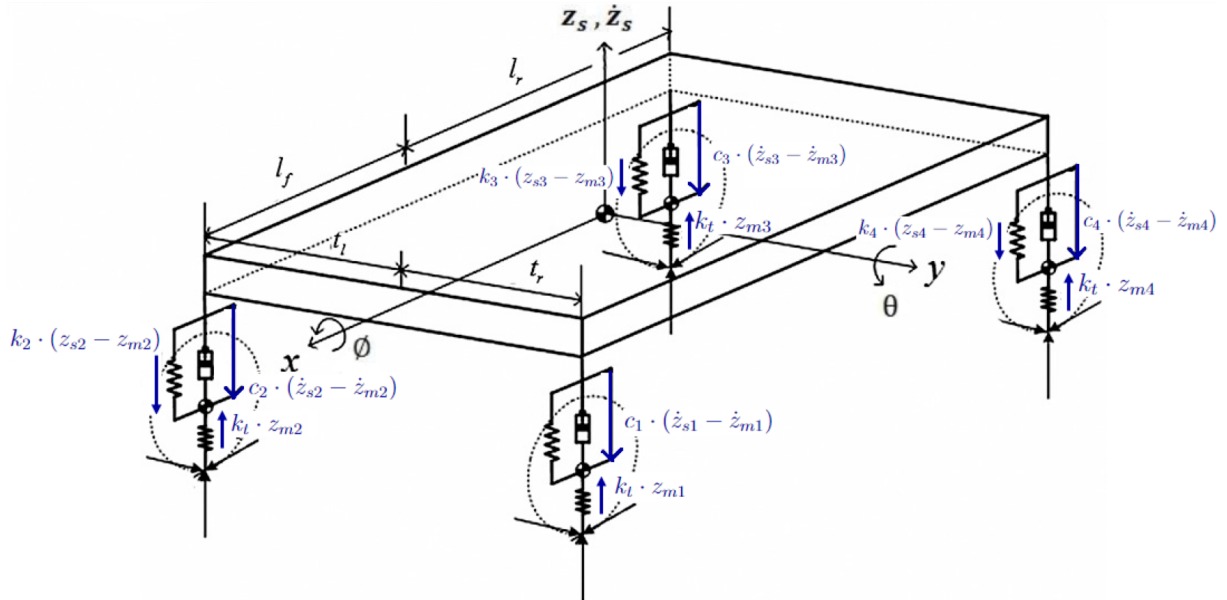
Os 4 graus de liberdade restantes neste novo modelo são relativos ao deslocamento vertical das massas não suspensas, sendo estas representadas pelo peso das rodas e seus sistemas de suspensão, direção, freio e transmissão de potência. Estas massas são representadas fisicamente como localizadas nas quatro rodas do veículo.

Assim definem-se os 7 graus de liberdade do modelo, que podem ser vistos nas variáveis abaixo.

- ϕ – rotação da carroceria em torno do eixo x (roll);
- θ – rotação da carroceria em torno do eixo y (pitch);
- z_s – deslocamento vertical da massa suspensa (bounce);
- z_{m1} – deslocamento vertical da massa não suspensa da roda dianteira esquerda;
- z_{m2} – deslocamento vertical da massa não suspensa da roda dianteira direita;

- z_{m3} – deslocamento vertical da massa não suspensa da roda traseira direita;
- z_{m4} – deslocamento vertical da massa não suspensa da roda traseira esquerda.

Figura 23 – Diagrama de corpo livre o modelo 7 GDL.



Fonte: Autor (2024).

Com os graus de liberdade estipulados, analisa-se o modelo representado na Figura 22 para encontrar suas equações. Assim como no caso anterior, utiliza-se a 2ª Lei de Newton e o equilíbrio de forças aplicado ao diagrama de corpo livre da Figura , a fim de definir o movimento da massa suspensa, como demonstrado na equação (13).

$$m_s \cdot \ddot{z}_s = -k_1 \cdot (z_{s1} - z_{m1}) - c_1 \cdot (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{m1}) - k_2 \cdot (z_{s2} - z_{m2}) - c_2 \cdot (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{m2}) - k_3 \cdot (z_{s3} - z_{m3}) - c_3 \cdot (\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{m3}) - k_4 \cdot (z_{s4} - z_{m4}) - c_4 \cdot (\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{m4}) \quad (13)$$

Nesta equação, k_1 , k_2 , k_3 e k_4 equivalem às constantes de rigidez das massas não suspensas, sendo os pontos 1 (dianteira) e 4 (traseira) localizados à esquerda do eixo x. Analogamente, as variáveis c_1 , c_2 , c_3 e c_4 denominam o amortecimento destas mesmas massas.

Ainda na equação 13, identificam-se os termos z_{s1} , z_{s2} , z_{s3} e z_{s4} , que representam o deslocamento da massa suspensa em cada uma das quatro extremidades do veículo, enquanto suas derivadas \dot{z}_{s2} , \dot{z}_{s3} e \dot{z}_{s4} correspondem às velocidades nesses pontos. As equações (3), (4), (5) e (6) já foram apresentadas anteriormente para definir z_{s1} , z_{s2} , z_{s3} e z_{s4} , assim como \dot{z}_{s1} e \dot{z}_{s2} já foram obtidas por meio das fórmulas (7) e (8). Portanto, apresenta-se abaixo as equações referentes à \dot{z}_{s3} e \dot{z}_{s4} .

$$\dot{z}_{s3} = \dot{z}_s + l_r \cdot \dot{\theta} \cdot \sec^2(\theta) - 0.5 \cdot tb \cdot \dot{\phi} \cdot \sec^2(\phi) \quad (14)$$

$$\dot{z}_{s4} = \dot{z}_s + l_r \cdot \dot{\theta} \cdot \sec^2(\theta) + 0.5 \cdot tb \cdot \dot{\phi} \cdot \sec^2(\phi) \quad (15)$$

Aplicando novamente a 2ª Lei de Newton, agora nas massas não suspensas do modelo, encontramos as equações (9) e (10) como no modelo anterior, com a adição das equações para as rodas traseiras, evidenciadas a seguir.

$$m_3 \cdot \ddot{z}_{m3} = k_3 \cdot (z_{s3} - z_{m3}) + c_3 \cdot (\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{m3}) - k_t \cdot z_{m3} \quad (16)$$

$$m_4 \cdot \ddot{z}_{m4} = k_4 \cdot (z_{s4} - z_{m4}) + c_4 \cdot (\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{m4}) - k_t \cdot z_{m4} \quad (17)$$

Sendo que \ddot{z}_{m1} , \ddot{z}_{m2} , \ddot{z}_{m3} e \ddot{z}_{m4} correspondem à aceleração vertical das massas m_1 , m_2 , m_3 e m_4 , nesta ordem.

Assim como no modelo de 5 graus de liberdade, as últimas duas equações necessárias para definir o movimento completo do veículo são representadas pelo somatório dos momentos nos eixos x e y, apresentadas abaixo.

$$\begin{aligned} I_x \cdot \ddot{\phi} = & 0.5 \cdot tb \cdot [+ k_2 \cdot (z_{s2} - z_{m2}) + c_2 \cdot (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{m2}) + k_3 \cdot (z_{s3} - z_{m3}) \\ & + c_3 \cdot (\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{m3}) - k_1 \cdot (z_{s1} - z_{m1}) - c_1 \cdot (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{m1}) \\ & - k_4 \cdot (z_{s4} - z_{m4}) - c_4 \cdot (\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{m4})] \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} I_y \cdot \ddot{\theta} = & [k_1 \cdot (z_{s1} - z_{m1}) + c_1 \cdot (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{m1}) + k_2 \cdot (z_{s2} - z_{m2}) \\ & + c_2 \cdot (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{m2})] \cdot l_f - [k_3 \cdot (z_{s3} - z_{m3}) - c_3 \cdot (\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{m3}) \\ & - k_4 \cdot (z_{s4} - z_{m4}) - c_4 \cdot (\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{m4})] \cdot l_r \end{aligned} \quad (19)$$

Assim, é possível avaliar os efeitos de arfagem (pitch), rolagem (roll) e variação da massa suspensa (bounce) nas situações de curva em que o protótipo será exposto.

3.2 SIMULAÇÃO E MÉTODOS COMPUTACIONAIS

Após a definição das equações no modelo matemático, contemplando as duas configurações de suspensão a serem adotadas, utiliza-se o programa Matlab como ferramenta para solucioná-las. Tendo a capacidade de realizar cálculos numéricos de maneira precisa e versátil, este programa ainda possibilita a geração de gráficos que serão muito importantes na análise dos resultados.

O trabalho de Knabben (2020) utiliza uma função do programa, denominada ode45, para resolver EDOs de primeira ordem por meio do método Runge-Kutta, utilizando o par de Dormand-Prince (DORMAND; PRINCE, 1980). Esta função também será utilizada para resolver as equações encontradas até aqui.

Entretanto, podemos observar que as equações até aqui encontradas possuem o formato de EDOs de segunda ordem.

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = f(t) \quad (20)$$

Apesar de auxiliar na resolução, ainda será necessário fazer a redução destas EDOs antes de serem inseridas no programa, tornando-as de primeira ordem. Para isso, utilizaremos uma variável auxiliar para reescrever as equações de primeira ordem.

Como descreve Knabben (2020), é possível adotar y como uma variável auxiliar, relacionando-a com a variável x da equação (20) como denotado abaixo.

- $y_1 = x \quad \rightarrow \quad \dot{x} = \frac{dx}{dt} \quad \rightarrow \quad y_2 = \frac{dy_1}{dt} = \dot{y}_1$
- $y_2 = \dot{x} \quad \rightarrow \quad \ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} \quad \rightarrow \quad \ddot{x} = \dot{y}_2$

Assim pode-se reescrever a equação (20) em termos de y_1 e y_2 .

$$m \cdot \dot{y}_2 + c \cdot y_2 + k \cdot y_1 = f(t) \quad (21)$$

Este processo gera as equações (22) e (23).

$$\dot{y}_1 = y_2 \quad (22)$$

$$\dot{y}_2 = \frac{f(t) - c \cdot y_2 - k \cdot y_1}{m} \quad (23)$$

Seguindo o mesmo processo de parametrização, pode-se relacionar as variáveis originais com as variáveis auxiliares para os modelos de cinco e sete graus de liberdade. Inicia-se o processo para o modelo de cinco GDL, como demonstrado abaixo.

$$\begin{array}{ll} y_1 = \theta & y_6 = \dot{z}_s \\ y_2 = \dot{\theta} & y_7 = z_{m1} \\ y_3 = \phi & y_8 = \dot{z}_{m1} \\ y_4 = \dot{\phi} & y_9 = z_{m2} \\ y_5 = z_s & y_{10} = \dot{z}_{m2} \end{array}$$

Com as variáveis relacionadas, pode-se obter as seis equações que permitem a resolução com o comando ode45 do programa Matlab.

$$\dot{y}_1 = y_2 \quad (24)$$

$$\dot{y}_2 = \frac{\left[k_1(z_{s1} - y_7) + c_1(\dot{z}_{s1} - y_8) + \right] \cdot l_f - k_t \cdot l_r^2 \cdot \tan(y_1)}{I_y} \quad (25)$$

$$\dot{y}_3 = y_4 \quad (26)$$

$$\dot{y}_4 = \frac{0.5 \cdot t_b \left[\begin{array}{l} k_2(z_{s2} - y_9) + c_2(\dot{z}_{s2} - y_{10}) \\ -k_1(z_{s1} - y_7) - c_1(\dot{z}_{s1} - y_8) \end{array} \right]}{I_x} \quad (27)$$

$$\dot{y}_5 = y_6 \quad (28)$$

$$\dot{y}_6 = \frac{\left[\begin{array}{l} -k_1(z_{s1} - y_7) - c_1(\dot{z}_{s1} - y_8) - \\ k_2(z_{s2} - y_9) - c_2(\dot{z}_{s2} - y_{10}) - k_t \cdot y_5 \end{array} \right]}{m_s} \quad (29)$$

$$\dot{y}_7 = y_8 \quad (30)$$

$$\dot{y}_8 = \frac{k_1(z_{s1} - y_7) + c_1(\dot{z}_{s1} - y_8) - k_t \cdot y_7}{m_1} \quad (31)$$

$$\dot{y}_9 = y_{10} \quad (32)$$

$$\dot{y}_{10} = \frac{k_2(z_{s2} - y_9) + c_2(\dot{z}_{s2} - y_{10}) - k_t \cdot y_9}{m_2} \quad (33)$$

Assim, pode-se desenvolver também as equações de 7 GDL de maneira semelhante. Inicialmente relaciona-se as variáveis auxiliares com as variáveis originais, como a seguir.

$$\begin{array}{ll} y_1 = \theta & y_8 = \dot{z}_{m1} \\ y_2 = \dot{\theta} & y_9 = z_{m2} \\ y_3 = \phi & y_{10} = \dot{z}_{m2} \\ y_4 = \dot{\phi} & y_{11} = z_{m3} \\ y_5 = z_s & y_{12} = \dot{z}_{m3} \\ y_6 = \dot{z}_s & y_{13} = z_{m4} \\ y_7 = z_{m1} & y_{14} = \dot{z}_{m4} \end{array}$$

Assim, é possível definir as 14 equações parametrizadas para a primeira ordem, como pode ser visto abaixo.

$$\dot{y}_1 = y_2 \quad (34)$$

$$\dot{y}_2 = \frac{\begin{bmatrix} k_1(z_{s1} - y_7) + c_1(\dot{z}_{s1} - y_8) + \\ k_2(z_{s2} - y_9) + c_2(\dot{z}_{s2} - y_{10}) \end{bmatrix} \cdot l_f + \begin{bmatrix} -k_3(z_{s3} - y_{11}) - c_3(\dot{z}_{s3} - y_{12}) \\ -k_4(z_{s4} - y_{13}) - c_4(\dot{z}_{s4} - y_{14}) \end{bmatrix} \cdot l_r}{I_y} \quad (35)$$

$$\dot{y}_3 = y_4 \quad (36)$$

$$\dot{y}_4 = \frac{\begin{aligned} &+k_2(z_{s2} - y_9) + c_2(\dot{z}_{s2} - y_{10}) \\ &0.5 \cdot t_b \begin{bmatrix} +k_3(z_{s3} - y_{11}) + c_3(\dot{z}_{s3} - y_{12}) \\ -k_1(z_{s1} - y_7) - c_1(\dot{z}_{s1} - y_8) \end{bmatrix} \\ &-k_4(z_{s4} - y_{13}) - c_4(\dot{z}_{s4} - y_{14}) \end{aligned}}{I_x} \quad (37)$$

$$\dot{y}_5 = y_6 \quad (38)$$

$$\dot{y}_6 = \frac{\begin{aligned} &-k_1(z_{s1} - y_7) - c_1(\dot{z}_{s1} - y_8) \\ &\begin{bmatrix} -k_2(z_{s2} - y_9) - c_2(\dot{z}_{s2} - y_{10}) \\ -k_3(z_{s3} - y_{11}) - c_3(\dot{z}_{s3} - y_{12}) \end{bmatrix} \\ &-k_4(z_{s4} - y_{13}) - c_4(\dot{z}_{s4} - y_{14}) \end{aligned}}{m_s} \quad (39)$$

$$\dot{y}_7 = y_8 \quad (40)$$

$$\dot{y}_8 = \frac{k_1(z_{s1} - y_7) + c_1(\dot{z}_{s1} - y_8) - k_t \cdot y_7}{m_1} \quad (41)$$

$$\dot{y}_9 = y_{10} \quad (42)$$

$$\dot{y}_{10} = \frac{k_2(z_{s2} - y_9) + c_2(\dot{z}_{s2} - y_{10}) - k_t \cdot y_9}{m_2} \quad (43)$$

$$\dot{y}_{11} = y_{12} \quad (44)$$

$$\dot{y}_{12} = \frac{k_3(z_{s3} - y_{11}) + c_3(\dot{z}_{s3} - y_{12}) - k_t \cdot y_{11}}{m_3} \quad (45)$$

$$\dot{y}_{13} = y_{14} \quad (46)$$

$$\dot{y}_{14} = \frac{k_4(z_{s4} - y_{13}) + c_4(\dot{z}_{s4} - y_{14}) - k_t \cdot y_{13}}{m_4} \quad (47)$$

3.3 CONDIÇÕES PARA CAPOTAMENTO E EQUILÍBRIO ESTÁTICO

Considerando que a eficiência energética de um conceito urbano está diretamente atrelada à capacidade de realizar curvas em segurança, sem a ação do freio, é de demasiada importância o estudo das velocidades limites em diversas graduações de curva e condições de pista. Analisando as forças de atrito, força centrípeta e absorção do sistema de suspensão, pode-se definir uma velocidade segura e eficiente para cada curva do circuito, evitando o capotamento.

Tendo definido as equações físicas dos dois modelos, é possível realizar análises da sua dinâmica longitudinal (x), dinâmica lateral (y) e dinâmica vertical (z) em diversas situações de interesse. A dinâmica longitudinal é influenciada pelas respostas e torques aplicados em torno do eixo (y), como situações de frenagem e arrancada. Já a dinâmica lateral envolve os torques aplicados em torno do eixo (x), como o movimento do veículo e suas reações em curvas. Por fim, a dinâmica vertical analisa a variação de movimento no eixo (z), representando vibrações relativas ao pavimento, desníveis e obstáculos presentes nas vias.

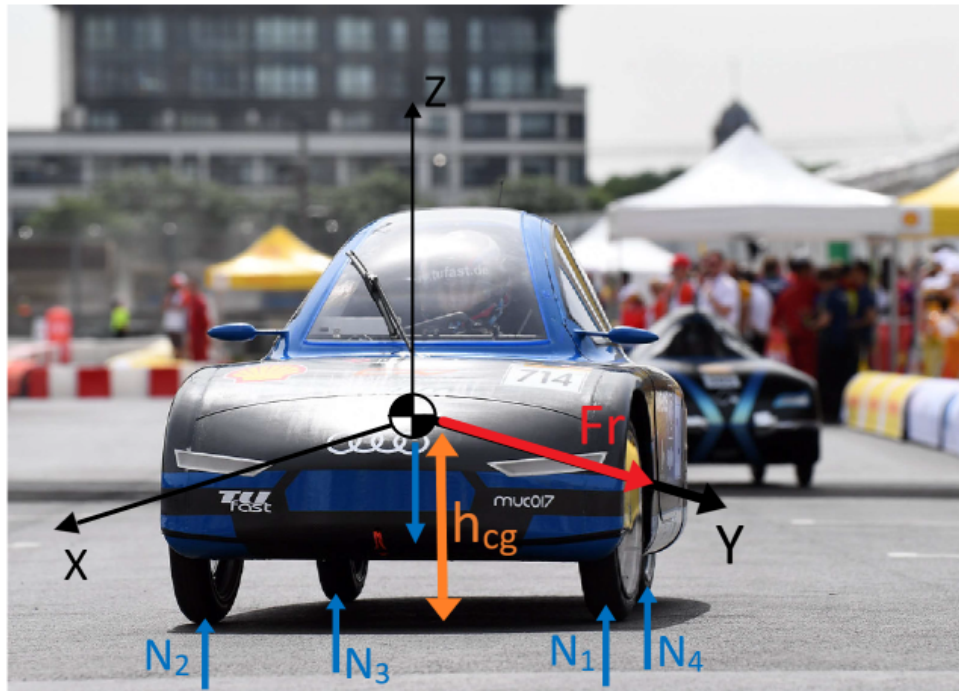
Por conta do tipo construtivo e dimensões exigidas pelo regulamento Eco-Marathon (2023), veículos protótipos de conceito urbano da competição possuem entre eixos e bitola relativamente curtos quando comparados a um veículo de passeio. Entretanto, a altura é próxima à encontrada em carros urbanos, resultando em uma geometria que está sujeita ao capotamento, especialmente em curvas com raios pequenos.

Para identificar as condições críticas em que ocorre o capotamento, deve-se inicialmente analisar a força responsável por manter o veículo em sua trajetória durante uma curva, conhecida como força centrípeta. De acordo com Leal et al. (2012), uma curva de raio R , percorrida com uma certa velocidade V causa uma força centrípeta F_c no veículo, como demonstra a equação (48)

$$F_c = m \cdot \frac{V^2}{R} \quad (48)$$

Sendo a curva executada por meio de um movimento uniforme, a aceleração centrípeta do conceito e sua força de reação (F_r) podem ser consideradas constantes, atuando em sentidos opostos no CG do conceito.

Figura 24 – Análise da dinâmica lateral de um Conceito Urbano



Fonte: Autor (2024).

O momento de rolagem (M_r) gerado por esta força de reação (F_r) é positivo e se encontra em um eixo paralelo a x , em $z = -h_{cg}$, no nível da pista, e tende a incitar o capotamento (KNABBEN, 2020). Pode-se calcular este momento com a multiplicação entre a força resultante e a distância entre a pista e o centro de gravidade (h_{cg}), conforme equação a seguir (GENTA; MORELLO, 2019).

$$M_r = m \cdot \frac{V^2}{R} \cdot h_c \quad (49)$$

O trabalho de Knabben (2020) expõe que em uma situação como a apresentada na Figura 24, pode-se admitir que o capotamento se inicia quando a roda interna do veículo está na iminência de perder o contato com o solo. Assim, deve-se determinar as equações correspondentes às forças normais do conceito, para que seja possível realizar a análise de capotamento. Quando em equilíbrio estático, o conceito está sujeito às forças normais N_1 , N_2 , N_3 e N_4 , uma para cada roda, que somadas são equivalentes ao produto da massa total do conceito (M_t) pela constante gravitacional (g), produto este que gera a força peso (P). Ao aplicar o somatório de forças em z , encontra-se a equação (50) a seguir.

$$N_1 + N_2 + N_3 + N_4 = M_t \cdot g \quad (50)$$

Para identificar os valores das reações, divide-se o modelo em um eixo dianteiro e traseiro, com N_{12} representando as reações no eixo dianteiro e N_{34} correspon-

dendo às reações no eixo traseiro. Ao realizar o somatório de forças em Z e momentos em y , encontra-se as equações (51) e (52), nesta ordem.

$$N_{12} + N_{34} = M_t \cdot g \quad (51)$$

$$N_{34} \cdot l_r - N_{12} \cdot l_f = 0 \quad (52)$$

$$N_{12} = \frac{M_t \cdot g \cdot l_r}{l_f + l_r} \quad (53)$$

$$N_{34} = \frac{M_t \cdot g \cdot l_f}{l_f + l_r} \quad (54)$$

Com equações para N_{12} e N_{34} definidas em 53 e 54, pode-se encontrar os valores normais de força N_1 , N_2 , N_3 e N_4 , como demonstrado a seguir.

$$N_1 = N_{12} \cdot 0.5 \quad (55)$$

$$N_2 = N_{12} \cdot 0.5 \quad (56)$$

$$N_3 = N_{34} \cdot 0.5 \quad (57)$$

$$N_4 = N_{34} \cdot 0.5 \quad (58)$$

Após identificadas as equações que determinam as variáveis, de acordo com Knabben (2020) é possível relacioná-las de acordo com a velocidade e o raio de curvatura que o conceito se encontra. Assim, compara-se a magnitude da força normal às rodas internas do veículo (N_1 e N_4 ou N_2 e N_3 a depender do sentido da curva) com o produto do deslocamento da massa não suspensa (Z_{m1} , Z_{m2} , Z_{m3} ou Z_{m4}), pela rigidez do pneu (k_t). Caso a magnitude da força normal local N_i ultrapasse o valor do termo $Z_{mi} \cdot k_t$, com i de 1 a 4, assume-se que o pneu está na iminência da perda de contato com a pista.

Utilizando este método é possível avaliar os pontos de pista em que o conceito pode sofrer capotamento ou situações de risco, além de determinar as velocidades seguras para realização de curvas, a depender do seu raio.

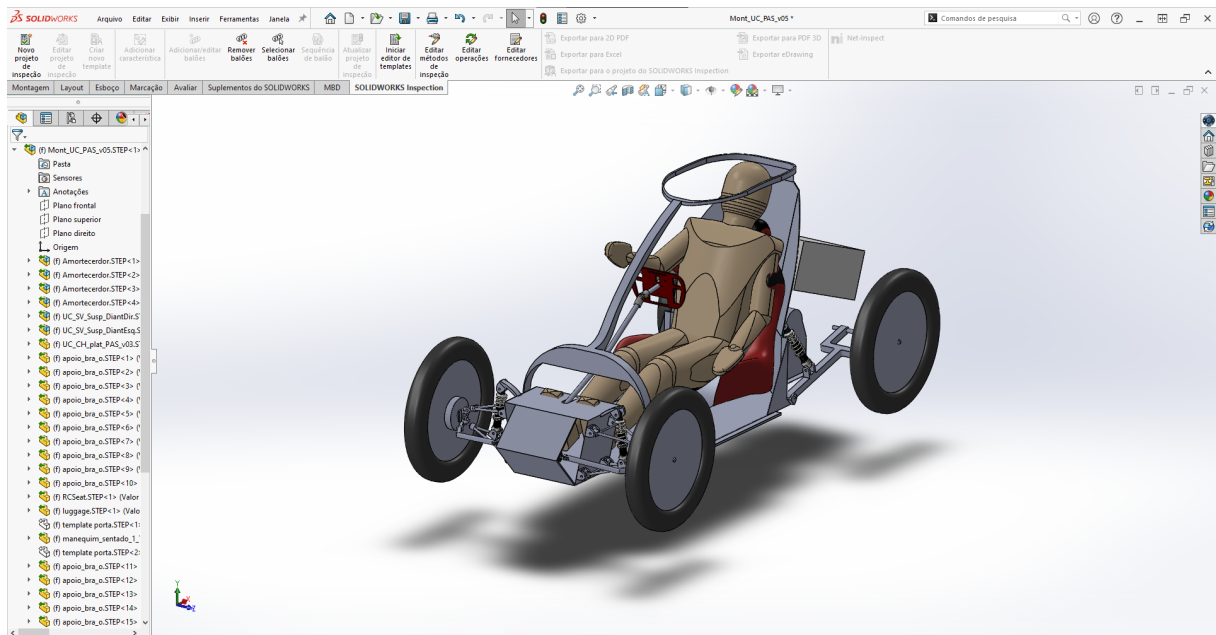
3.4 DADOS CONSTRUTIVOS DO PROTÓTIPO

Os cálculos até então descritos não dependem de medidas ou dados de um veículo, podendo ser utilizados futuramente para outros modelos ou em caso de vari-

ação de projeto. Entretanto, para seguimento da análise, faz-se necessário medidas e dados concretos para validação dos resultados.

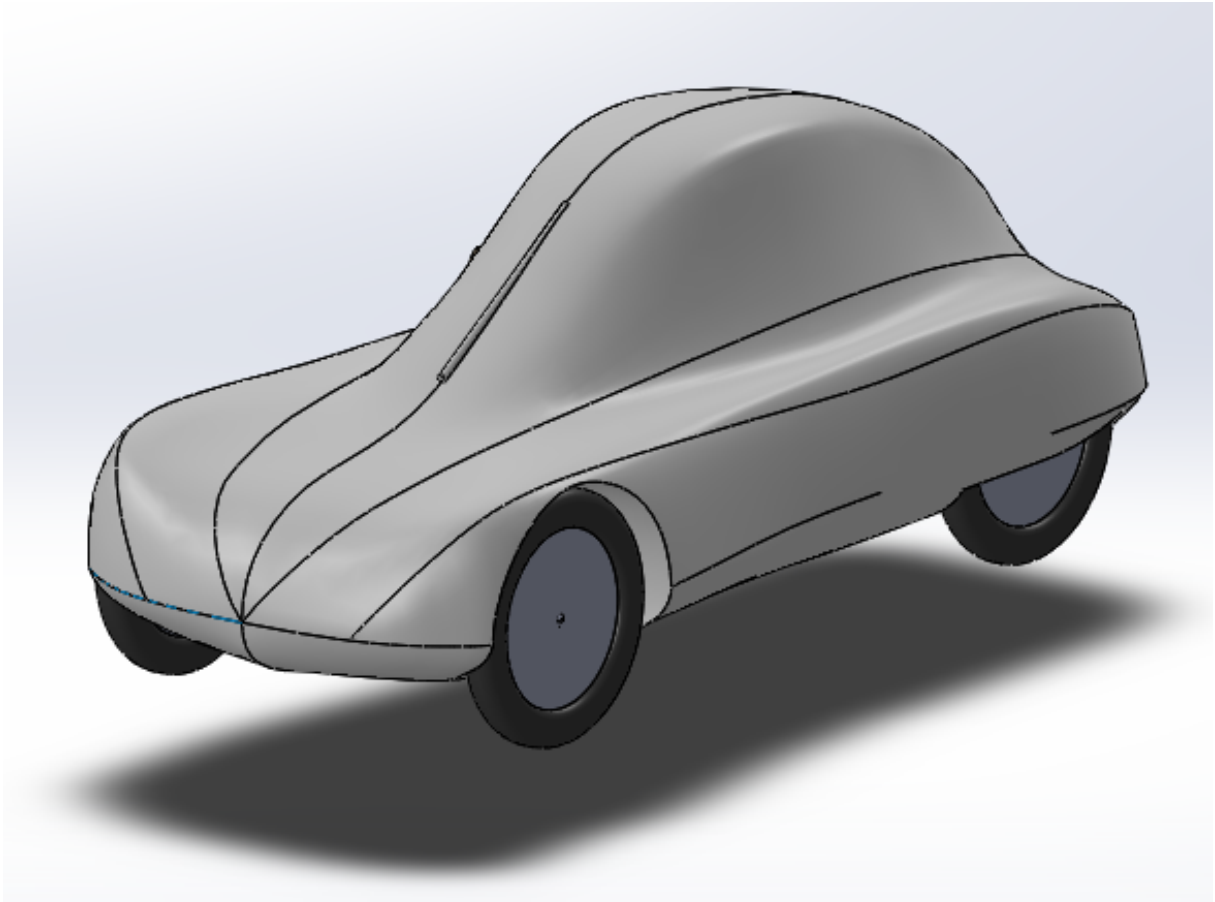
Considerando que o veículo em questão ainda não foi produzido pela equipe, será utilizado o modelo computacional de chassis disponibilizado pela EFICEM, seguindo como base os parâmetros definidos pela SEM. Este modelo está sendo produzido em Computer Aided Design (CAD), por meio do software SolidWorks (SOLIDWORKS, 2022), programa de CAD 3D utilizado para diversos propósitos de engenharia. O programa ainda oferece recursos para o cálculo do CG, momento de inércia e massa total. Como este trabalho busca abordagem generalizada do conceito, aceitando mudanças nos dados de entrada, obteve-se inicialmente o peso das rodas por meio da geometria virtual disponibilizada, enquanto o coeficiente de rigidez dos pneus foi estipulado com base na literatura, como será demonstrado mais a frente.

Figura 25 – Modelo CAD do Chassi e Sistemas do Conceito Urbano.



Fonte: Autor (2024).

Figura 26 – Modelo CAD completo do Conceito Urbano.



Fonte: Autor (2024).

Tabela 3 – Dados do conceito urbano disponibilizado pela equipe.

Parâmetro	Descrição	Valor
l_f	Distância do eixo dianteiro ao CG	1,16 m
l_r	Distância do eixo traseiro ao CG	0,71 m
t_b	Comprimento da bitola	1.14 m
m_s	Massa suspensa	242,39 kg
m_1	Massa não suspensa dianteira esquerda	16,98 kg
m_2	Massa não suspensa dianteira direita	16,98 kg
m_3	Massa não suspensa traseira direita	16,98 kg
m_4	Massa não suspensa traseira esquerda	16,98 kg
M_t	Massa total do protótipo com piloto	310,31 kg
I_x	Momento de inércia longitudinal	101,2 kg·m ²
I_y	Momento de inércia transversal	697,93 kg·m ²
h_{cg}	Distância entre o CG e a pista	0,45 m

Fonte: Autor (2024)

Com os dados do conceito definidos, deve-se determinar os parâmetros dos sistemas de suspensão estudados. Para a definição da constante de rigidez das mas-

sas não suspensas utiliza-se a Lei de Hook ($F = k \cdot x$), onde F representa a Força da mola, k denota sua constante de rigidez e x define a deflexão. Sendo a força que age na mola da suspensão equivalente à força normal, podemos usar as equações apresentadas em e para definir k_1 , k_2 , k_3 e k_4 a seguir.

$$k_1 = \frac{N_1}{x_1} \quad (59)$$

$$k_2 = \frac{N_2}{x_2} \quad (60)$$

$$k_3 = \frac{N_3}{x_3} \quad (61)$$

$$k_4 = \frac{N_4}{x_4} \quad (62)$$

Por consequência, é possível também determinar os valores das constantes de amortecimento de cada uma das massas não suspensas, por meio das equações de c_1 , c_2 , c_3 e c_4 abaixo.

$$c_1 = 2\zeta\sqrt{m_s k_1} \quad (63)$$

$$c_2 = 2\zeta\sqrt{m_s k_2} \quad (64)$$

$$c_3 = 2\zeta\sqrt{m_s k_3} \quad (65)$$

$$c_4 = 2\zeta\sqrt{m_s k_4} \quad (66)$$

Considerando o espaço disponível para o deslocamento vertical das rodas dentro da carenagem do conceito, admite-se uma deflexão admissível de 0,03 m para as molas. Aplica-se ainda um valor para ζ de 0,3 e estima-se que a rigidez do pneu corresponde a dez vezes o valor da rigidez das molas, como abordado por Genta e Morello (2019). A constante de rigidez k_1 foi escolhida para atribuir valor a k_t , sendo as molas dianteiras menos rígidas e próximas das de um veículo pequeno comum. Somadas estas considerações e os dados expostos na Tabela 3, determina-se os valores das constantes de rigidez e de amortecimento do conceito, expostos a seguir.

Tabela 4 – Parâmetros de rigidez e amortecimento da suspensão.

Descrição (Parâmetro)	Valor	Unidade
Rigidez da mola dianteira esquerda (k_1)	28984,92	[N/m]
Amortecimento dianteiro esquerdo (c_1)	1590,35	[N · s/m]
Rigidez da mola dianteira direita (k_2)	28984,92	[N/m]
Amortecimento dianteiro direito (c_2)	1590,35	[N · s/m]
Rigidez da mola traseira direita (k_3)	47208,60	[N/m]
Amortecimento traseiro direito (c_3)	2029,64	[N · s/m]
Rigidez da mola traseira esquerda (k_4)	47208,60	[N/m]
Amortecimento traseiro esquerdo (c_4)	2023,64	[N · s/m]
Rigidez equivalente do pneu (k_t)	289849,20	[N/m]

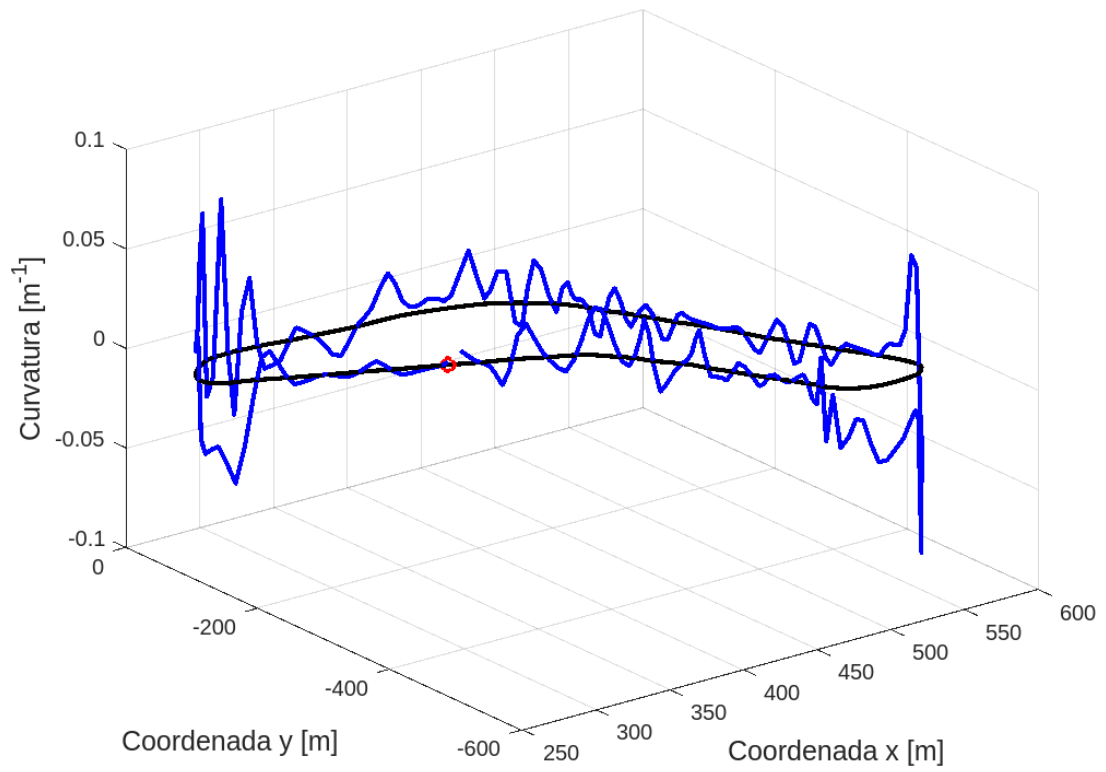
Fonte: Autor (2024)

3.5 MAPEAMENTO DO CIRCUITO

Para o mapeamento do circuito, utiliza-se o código e os dados desenvolvidos por Knabben (2020), que utilizou o método Circle Fit para determinar o raio das curvas do circuito Sonoma Raceway (Califórnia, EUA), modificado para a competição da Shell Eco-Marathon. Este circuito é de particular interesse para o desenvolvimento do conceito urbano, visto que a categoria tem seu maior número de participantes durante a etapa nos Estados Unidos, apresentando uma competição mais acirrada para a equipe Eficem do que a etapa Brasil.

Após a análise das dimensões do circuito modificado, o trabalho de Knabben (2020) foi capaz de encontrar os raios de curvatura de cada trecho do trajeto. Uma visualização em 3D destes raios é exibida na Figura 27, enquanto os dados numéricos e o código aplicado estão disponíveis no Apêndice A.

Figura 27 – Representação 3D dos raios de curvatura do circuito



Fonte: (KNABBEN, 2020).

4 RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados obtidos com a simulação dos modelos apresentados na seção 3.1, embasados nos conceitos desenvolvidos neste trabalho e nos métodos computacionais, que podem ser encontrados na seção 3.2. Para atender ao objetivo proposto de comparar o modelo com suspensão somente na dianteira (5 GDL) com o modelo que possui suspensão nas quatro rodas (7 GDL), as análises de situações dinâmicas de curva serão apresentadas para ambas as configurações, buscando aprimorar o desempenho do conceito e atingir uma eficiência energética maior.

Como exposto na seção 3.2, o uso do Matlab possibilita a resolução das EDOs e outras equações de movimento e força, gerando gráficos dos valores de resposta que facilitam a análise. Os códigos modificados e desenvolvidos estão disponíveis no Anexo A deste trabalho.

Os dados do conceito urbano foram obtidos a partir da geometria CAD fornecida pela equipe Eficem, que inclui chassi, sistemas, carenagem e piloto, tendo sido apresentados na seção 3.4 em conjunto com os valores usados de entrada para as funções no Matlab. Os resultados são então expressos em função da velocidade do conceito, dos raios de curvatura do Circuito Sonoma Raceway e dos parâmetros de rigidez e amortecimento já mencionados.

O circuito utilizado, mapeado por Knabben (2020), possui um comprimento total de 1.164 metros, no qual os veículos devem realizar 8 voltas em um tempo máximo de 24 minutos (SHELL, 2020). Com estes dados, é possível calcular que o conceito deve desempenhar uma velocidade aproximada de 7 m/s (25,2 km/h) no circuito, percorrendo uma volta em cerca de 167 s. Adota-se, então, esta velocidade e os valores apresentados na Tabela 4 como parâmetros para a simulação e apresentação das próximas seções.

Por fim, será realizada uma comparação do gasto energético entre os modelos, considerando que a frenagem e reaceleração do conceito para evitar capotamento geram um gasto de energia relevante a cada volta. Com este comparativo, será possível estimar a economia energética ao aplicar um sistema de suspensão independente em todos os eixos do veículo.

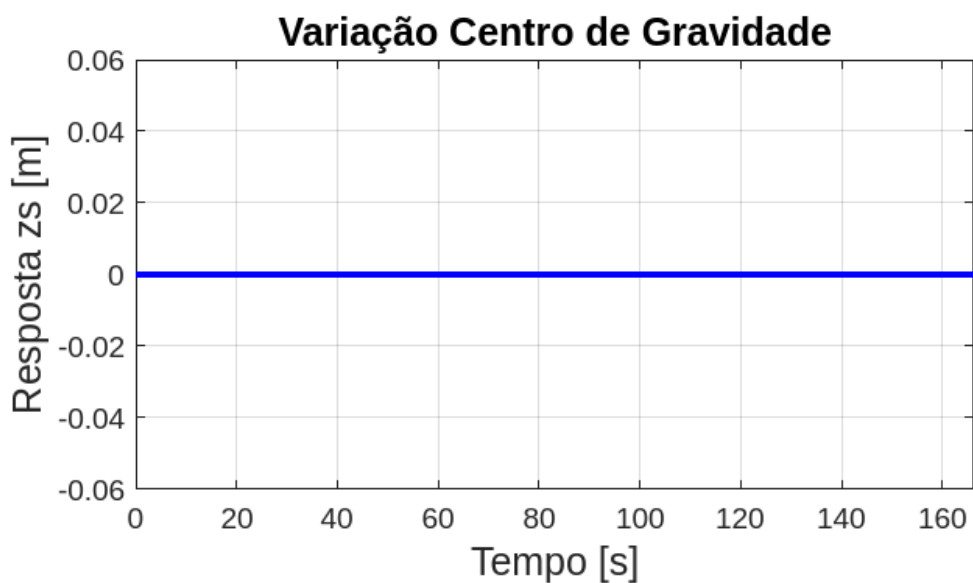
4.1 VARIAÇÃO DA ALTURA DO CENTRO DE GRAVIDADE

Como exposto na seção 2.1 deste trabalho, o centro de gravidade equivale à massa total do conceito concentrada em um único ponto, onde agem as forças transmitidas entre pneu e pista. Ao analisar a variação da altura do CG (z_s) no circuito,

encontra-se o valor observado na Figura 28 para o modelo de 5 GDL e na Figura 29 para o modelo de 7 GDL.

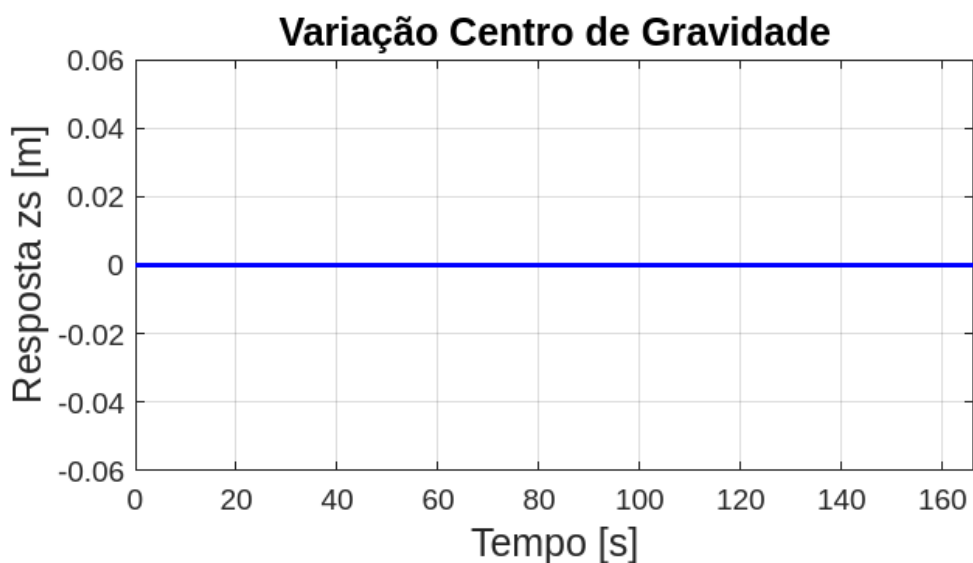
É possível visualizar que ambos os valores se mantêm nulos para qualquer instante (t) analisado, ou seja, para qualquer posição da pista em que o conceito se encontre. Este é o resultado esperado, pois, como o CG está localizado na linha central longitudinal do conceito, não há variação resultante dos esforços desenvolvidos pela dinâmica veicular, independentemente do modelo de suspensão analisado. É importante ressaltar que a transferência de carga não foi considerada, fator este que pode levar a mudanças pontuais da posição do Centro de gravidade.

Figura 28 – Variação do CG do Modelo de 5 GDL



Fonte: Autor (2024).

Figura 29 – Variação do CG do Modelo de 7 GDL



Fonte: Autor (2024).

4.2 MOVIMENTO DAS MASSAS SUSPENSAS

A segunda análise de grande importância realizada para compreender a performance de veículos de conceito urbano é a variação da massa suspensa. Na Seção 3.1.1 definiu-se que z_{s1} , z_{s2} , z_{s3} , z_{s4} representam o deslocamento da massa suspensa dianteira esquerda, dianteira direita, traseira direita e traseira esquerda, respectivamente.

4.2.1 Movimento das massas suspensas 1 e 2

Analisando inicialmente o modelo de 5 GDL, encontram-se os deslocamentos de z_{s1} e z_{s2} do modelo de 5 graus de liberdade exibidos nas Figuras 30a e 30b. Estes possuem valores máximos encontrados de 52 mm para z_{s1} e 51 mm para z_{s2} , variando pouco durante o trajeto. A explicação para este resultado encontra-se no fato de que este modelo não possui suspensão na roda traseira, limitando um movimento de rolagem maior e, conseqüentemente, uma variação maior no deslocamento das massas suspensas.

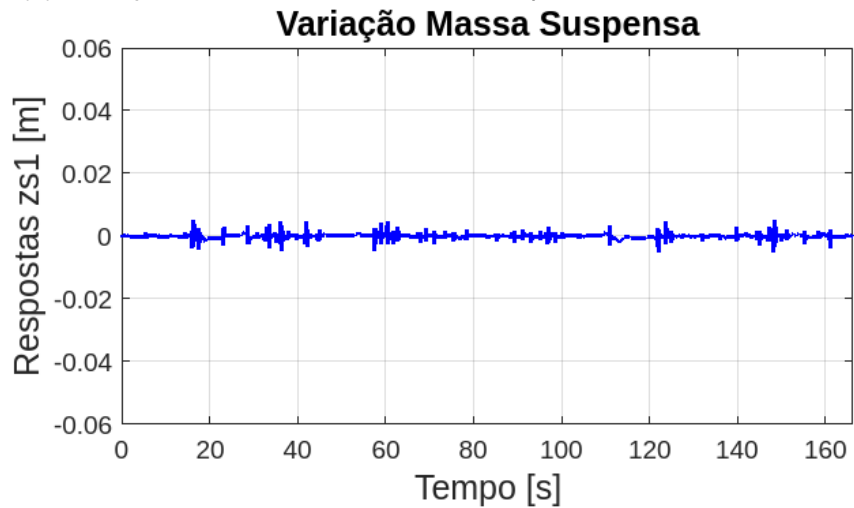
Comparando os resultados do modelo com 5 GDL percebe-se, por meio das imagens 30c e 30d, que houve uma maior variação no deslocamento z_{s1} e z_{s2} para o modelo de 7 GDL. Durante um mesmo ciclo de simulação do circuito, encontrou-se valores máximos de 108 mm para z_{s1} e 114 mm para z_{s2} , o que indica um aumento de 208% para z_{s1} e 223% para z_{s2} . Essa grande variação se deve à presença de um sistema de suspensão na traseira no conceito, que permite uma rolagem maior da carroceria em relação ao CG, aumentando a liberdade do movimento vertical em ambos os lados. A presença do conjunto mola-amortecedor nas quatro extremidades ainda permite maior dissipação da energia acumulada, proporcionando maior controle e estabilidade para o condutor.

4.2.2 Movimento das massas suspensas 3 e 4

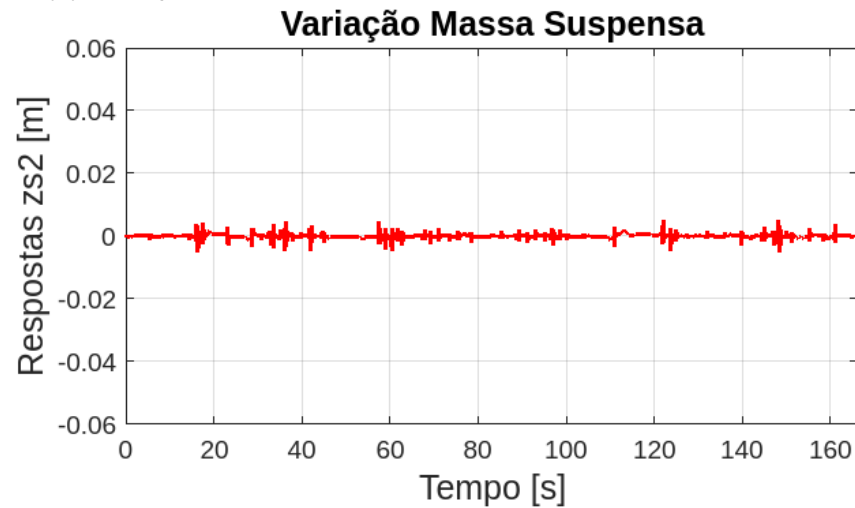
Analogamente ao encontrado para as massas suspensas 1 e 2, pode-se verificar que a variação de z_{s3} e z_{s4} e de z_{s1} e z_{s2} do modelo 5 GDL são iguais, possuindo os mesmos valores de máximo. As Figuras 31a e 31b exibem este comportamento e confirmam que as rodas traseiras deste modelo sem suspensão são as responsáveis por limitar o deslocamento das massas suspensas dianteiras do conceito e, conseqüentemente, o roll do veículo.

O mesmo ocorre para as variações das massas suspensas traseiras z_{s3} e z_{s4} do modelo 7 GDL, onde encontram-se os mesmos valores máximos de deslocamento das rodas dianteiras. Esses resultados estão de acordo com o esperado, visto que o modelo é simétrico em relação ao eixo x e, portanto, os deslocamentos da massa suspensa serão iguais para os pontos contidos na mesma simetria.

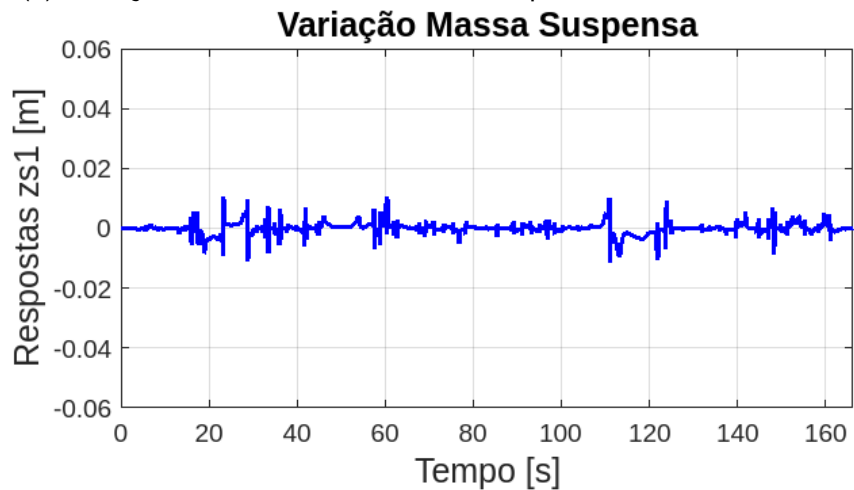
(a) Variação Z_{s1} da massa dianteira esquerda do modelo 5 GDL



(b) Variação Z_{s2} da massa dianteira direita do modelo 5 GDL



(c) Variação Z_{s1} da massa dianteira esquerda do modelo 7 GDL



(d) Variação Z_{s2} da massa dianteira direita do modelo 7 GDL

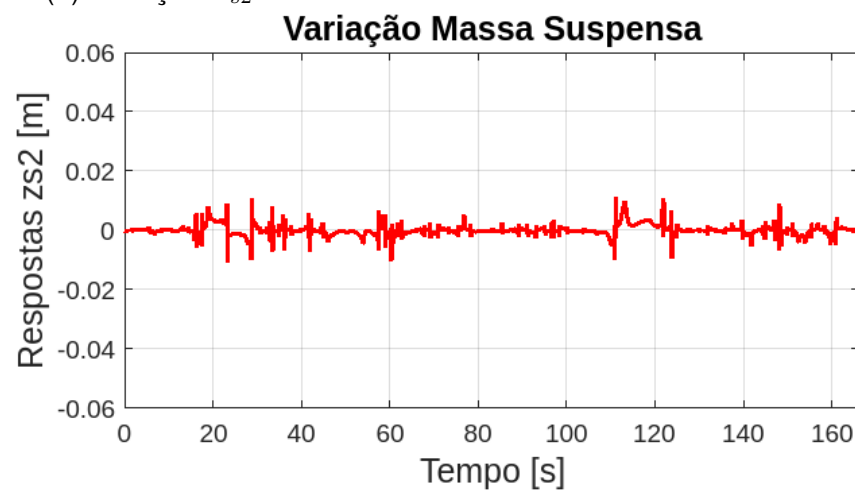
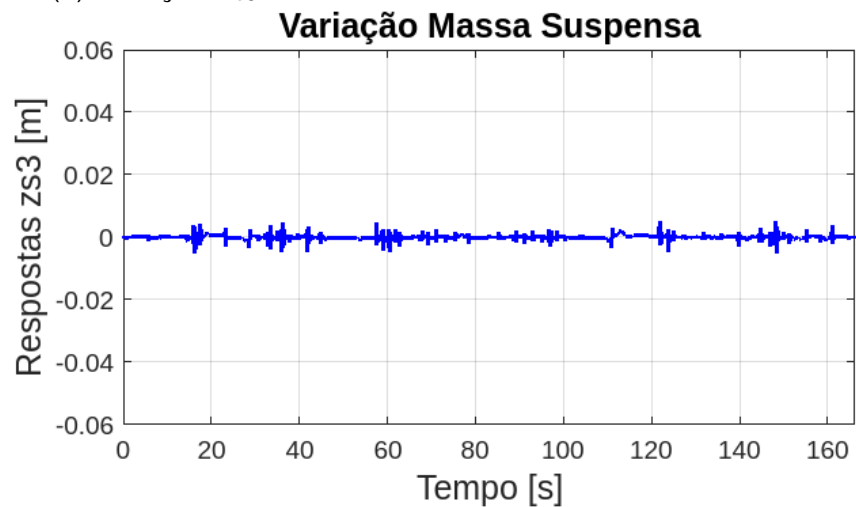


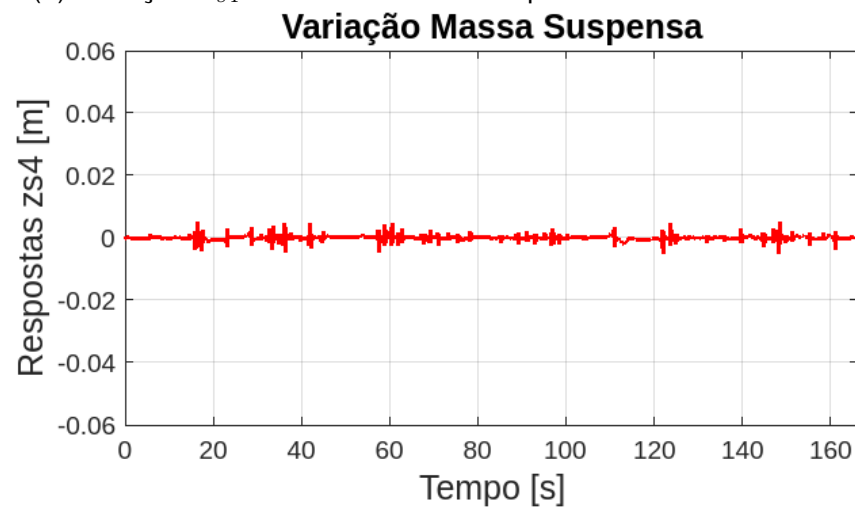
Figura 30 – Variação das massas suspensas dianteiras nos modelos de 5 e 7 GDL

Fonte: Autor (2024).

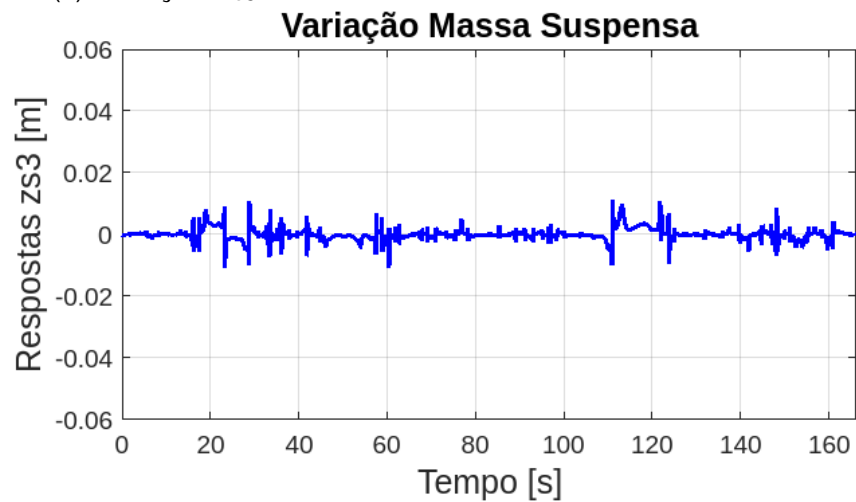
(a) Variação Z_{s3} da massa traseira direita do modelo 5 GDL



(b) Variação Z_{s4} da massa traseira esquerda do modelo 5 GDL



(c) Variação Z_{s3} da massa traseira direita do modelo 7 GDL



(d) Variação Z_{s4} da massa traseira esquerda do modelo 5 GDL

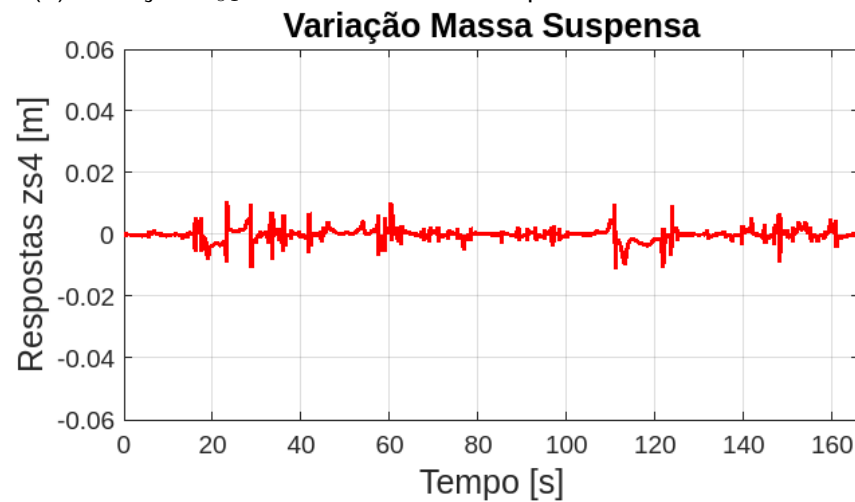


Figura 31 – Variação das massas suspensas traseiras nos modelos de 5 e 7 GDL

Fonte: Autor (2024).

4.3 ROLAGEM (ROLL) E ARFAGEM (PITCH) EM CURVAS

Como apresentado na seção 3.1, a dinâmica veicular tem, dentre seus domínios, o estudo da dinâmica longitudinal (x) e lateral (y), que buscam entender o comportamento do veículo. Desta maneira, avaliaram-se os efeitos de rolagem (roll) e arfagem (pitch) no conceito, cujos correspondem ao momento gerado nos eixos x e y que cruzam o centro de gravidade.

Analisando-se, inicialmente, o roll do modelo de 5 GDL, é possível notar uma baixa variação do ângulo de rolagem durante uma volta do circuito, como denota a Figura 32a. Isto se deve ao fato de o modelo não possuir suspensão nas rodas traseiras, tendo a rigidez dos pneus k_t como maior influência no seu movimento, causando um travamento da rolagem do conceito.

Tomando o tempo $t = 0,60$ s, encontra-se um valor de 0,0014 graus para a rolagem do modelo 5 GDL. Já para o instante de tempo $t = 129$ s é encontrado o valor de -0,00049 graus, onde o sinal negativo indica somente que o conceito está rolando no sentido anti-horário, visto que o sentido horário foi adotado como positivo.

De forma análoga, é realizada a análise para os efeitos de roll do modelo de 7 Graus de Liberdade (modelo com suspensão completa). Como demonstrado na Figura 32c, a rolagem deste modelo tem maior variação quando comparado com o modelo anterior. A razão para este comportamento é o aumento da mobilidade e capacidade de giro longitudinal proporcionados pela adição do sistema de suspensão traseiro, amenizando as forças aplicadas sobre o pneu.

Utilizando o tempo $t = 60$ s, observa-se um valor de rolagem de 0,0033 graus, um aumento de 236% em relação ao modelo 5 GDL. Quando é analisado então o instante $t = 129$ s, tem-se um ângulo de rolagem de -0,0018 graus, o que corresponde a um aumento (em módulo) de 367% do valor encontrado no modelo sem suspensão traseira.

Por fim, os valores de pitch encontrados para ambos os modelos foram nulos para todo o tempo (t) dentro de um ciclo completo do circuito, como pode ser visto nas Figuras 32b e 32d. Este resultado é esperado, levando em conta que não houve variação de velocidade na simulação, ou seja, não foram realizadas frenagens ou acelerações, principais contribuintes da arfagem.

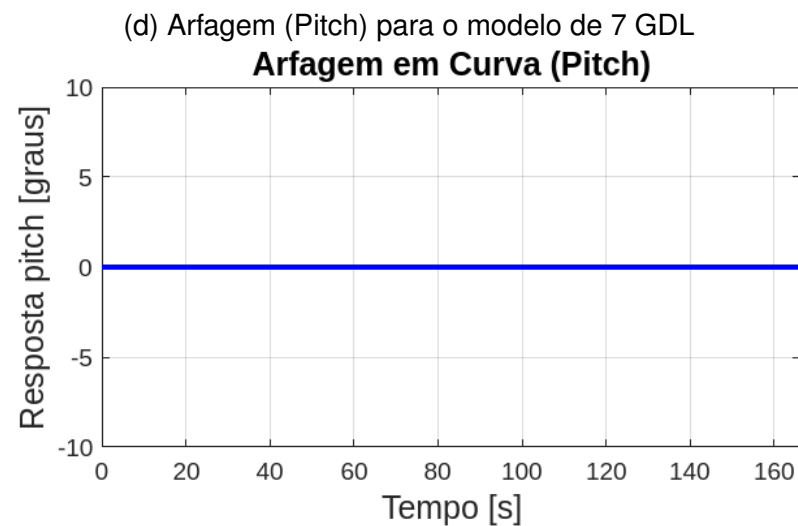
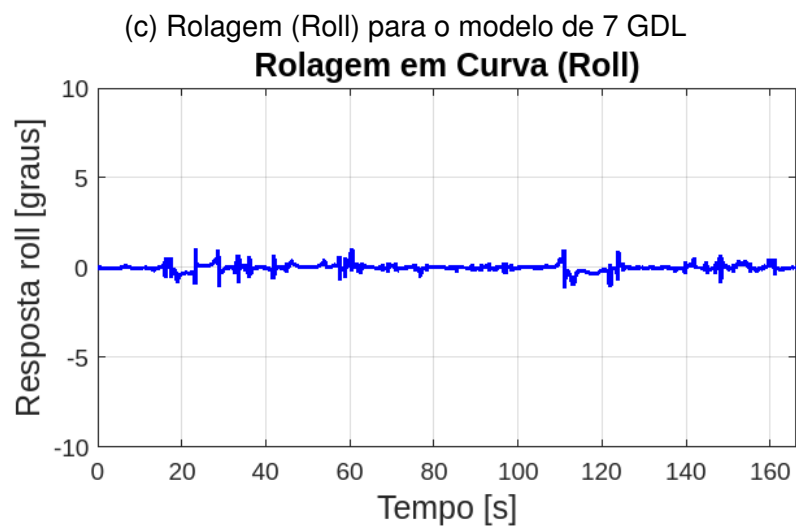
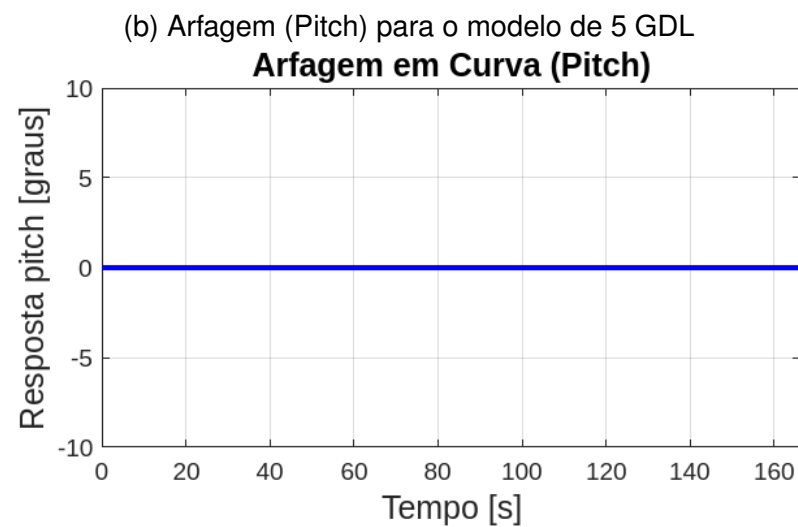
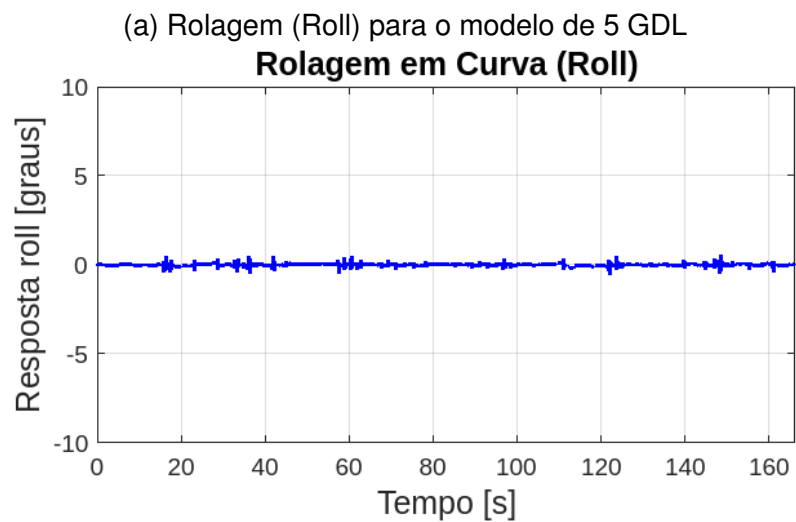


Figura 32 – Análise de Roll e Pitch dos modelos de 5 e 7 GDL

Fonte: Autor (2024).

4.4 CÁLCULO DO SSF

Como citado anteriormente, os conceitos urbanos da SEM possuem como característica a baixa estabilidade, devido à sua geometria e parâmetros de construção, como tamanho da bitola e altura do CG. Por este motivo, eles estão sujeitos a capotamentos e perda de controle da direção.

O texto de Knabben (2020) utiliza as definições de Chen et al. (2010) para mensurar o grau de estabilidade de um veículo, através do Static Stability Factor (SSF), que pode ser calculado através da seguinte equação.

$$SSF = \frac{tb}{2h_{cg}} \quad (67)$$

Este fator utiliza a distância entre rodas no plano transversal (t_b), conhecida como bitola, e a distância entre o CG e a pista (h_{cg}) como parâmetros de entrada. Utilizando os valores da Tabela 3, calcula-se o SSF do conceito urbano apresentado neste trabalho, encontrando um valor de 1,27.

Tabela 5 – Valores de SSF para as Principais Classes de Veículos

Tipo de Veículo	Intervalo de SSF
Geral	1,0 a 1,5
Sedan	1,0 a 1,3
SUV	1,3 a 1,5
Van	1,0 a 1,3

Fonte: Chen et al. (2010).

Quando comparado com valores de SSF das principais classes de veículos do mercado, apresentados na Tabela 5, observa-se que o projeto Urban Concept da Equipe Eficem tem, na realidade, um bom fator de estabilidade, estando na média dos valores considerados seguros. Isso significa que o veículo a ser produzido não está sujeito a riscos elevados de capotamento por natureza.

4.5 ANÁLISE DE CAPOTAMENTO

Como definido na Seção 3.3, considera-se que o capotamento do veículo se inicia quando a roda interna à curva está na iminência de perda de contato com o solo. Assim, compara-se a magnitude da força nesta roda (em vermelho no gráfico) com o termo das rodas dianteiras $z_{m1} \cdot k_t$ ou $z_{m2} \cdot k_t$ (dependendo do sentido da curva), que representam a força do pneu e podem ser identificados pela linha azul. Para as rodas traseiras, utiliza-se os termos $z_{m3} \cdot k_t$ ou $z_{m4} \cdot k_t$, de maneira análoga às rodas

dianteiras. Os gráficos dos resultados das rodas dianteiras e traseiras podem ser vistos na Figura 33 e 34, respectivamente, para ambos os modelos de 5 e 7 GDL.

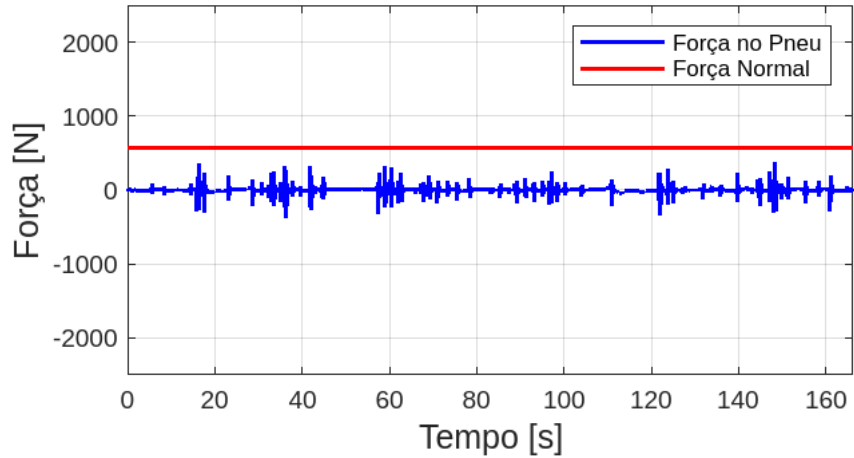
Mesmo que o cálculo do SSF demonstre tendência à estabilidade, a análise individual do capotamento em cada uma das rodas se faz necessária e serve de parâmetro para o projeto de sistemas de suspensão. Observando os gráficos da Figura 33, percebe-se que a linha azul não ultrapassa a linha vermelha, indicando que, para os modelos de 5 e 7 graus de liberdade, o pneu não atinge pontos de perda de contato com o solo em ambas as rodas dianteiras; em outras palavras, considerando que a linha vermelha representa a força normal de 578 N, em nenhuma situação durante o percurso a força no pneu supera a força normal. Como os ângulos de rolagem são pequenos e as rodas dianteiras possuem suspensão nos dois modelos, este resultado está de acordo com o esperado.

Entretanto, ao analisar o caso das rodas traseiras, encontram-se divergências expressivas entre os modelos com e sem suspensão na traseira, como pode ser visto na Figura 34. Observa-se que o modelo de 5 GDL proporciona situações críticas de pilotagem, relativas às suas rodas traseiras, que não são capazes de absorver as variações de deslocamento por não possuírem parâmetros de rigidez ou amortecimento. Sabendo que a força normal nas rodas traseiras possui o valor de 944 N, encontram-se valores de força no pneu de 1489 N aos 122 s do circuito para a roda traseira direita (Figura 34c) e 1498 N aos 148 s para a roda traseira esquerda (Figura 34a). Estes dados são extremamente preocupantes e indicam capotamento do veículo se este for submetido a essa velocidade e raio de curva apontados.

As rodas traseiras do modelo de 7 GDL, por sua vez, não apresentam valores de força no pneu que ultrapassem os valores da força normal, como pode ser visualizado nas Figuras 34d e 34b, com máxima de 600 N, cerca de 40% menor quando comparada ao modelo anterior. Portanto, considera-se que para o modelo com suspensão nas quatro rodas, as chances de capotamento são expressivamente menores que para o modelo de 5 GDL, contando ainda com margem de segurança que permite aumentar a velocidade em alguns pontos. O mérito deste resultado se deve à boa dissipação e distribuição das forças presentes no contato entre pneu e pista do modelo de 7 graus de liberdade.

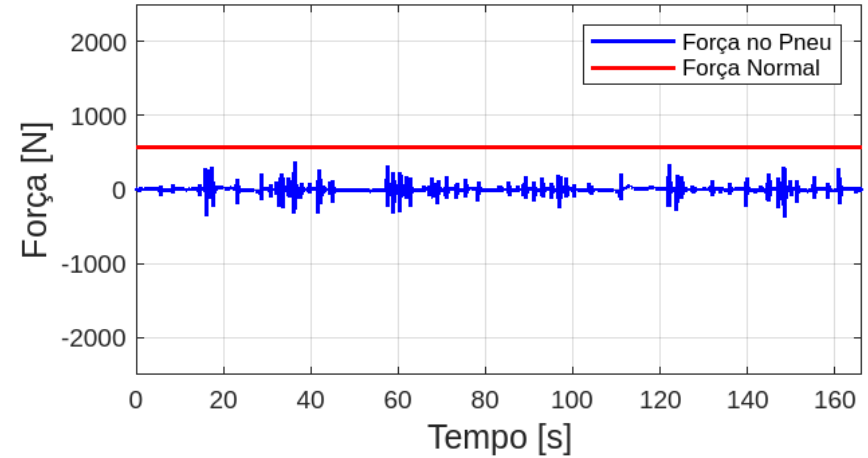
(a) Roda dianteira esquerda (Z_{m1}) do modelo de 5 GDL

Capotamento Roda 1



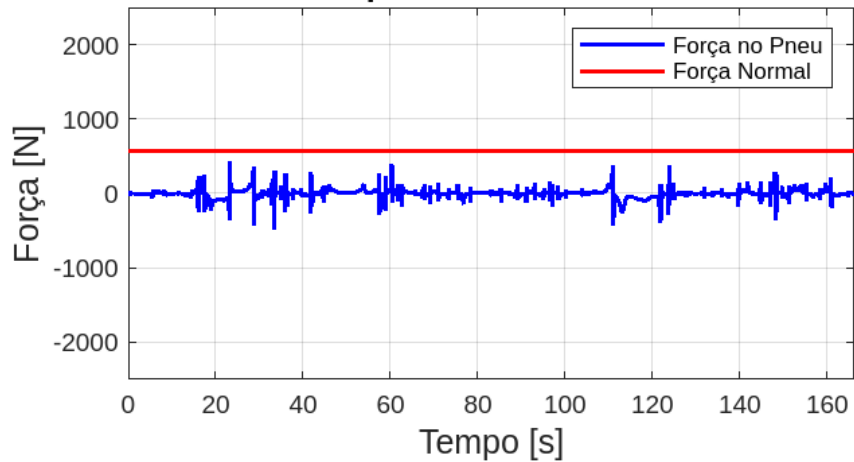
(b) Roda dianteira direita (Z_{m2}) do modelo de 5 GDL

Capotamento Roda 2



(c) Roda dianteira direita (Z_{m1}) do modelo de 7 GDL

Capotamento Roda 1



(d) Roda dianteira direita (Z_{m2}) do modelo de 7 GDL

Capotamento Roda 2

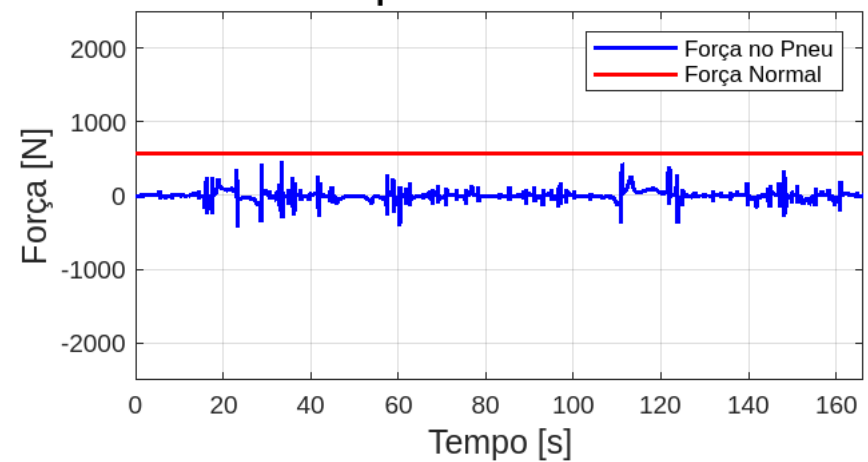
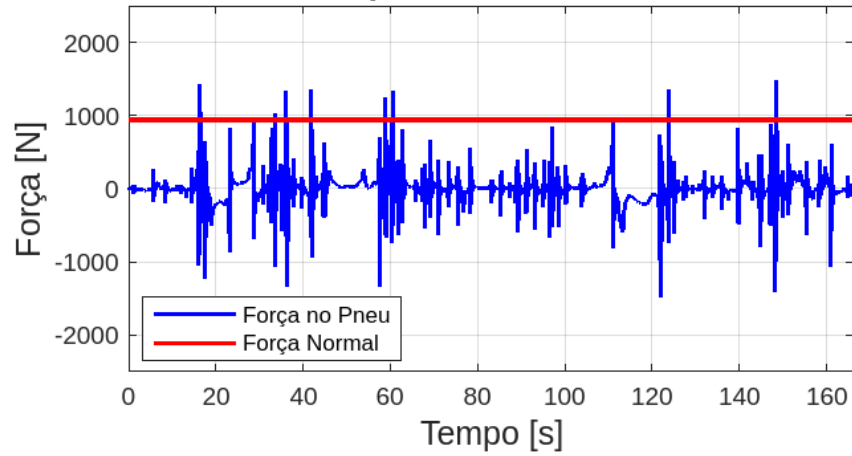


Figura 33 – Análise de capotamento dianteira nos modelos de 5 e 7 GDL

Fonte: Autor (2024).

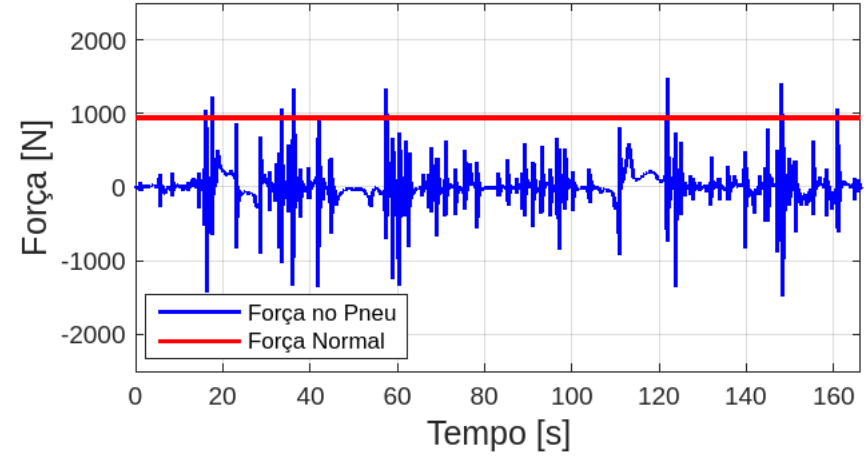
(a) Roda traseira esquerda (Z_{m4}) do modelo de 5 GDL

Capotamento Roda 4



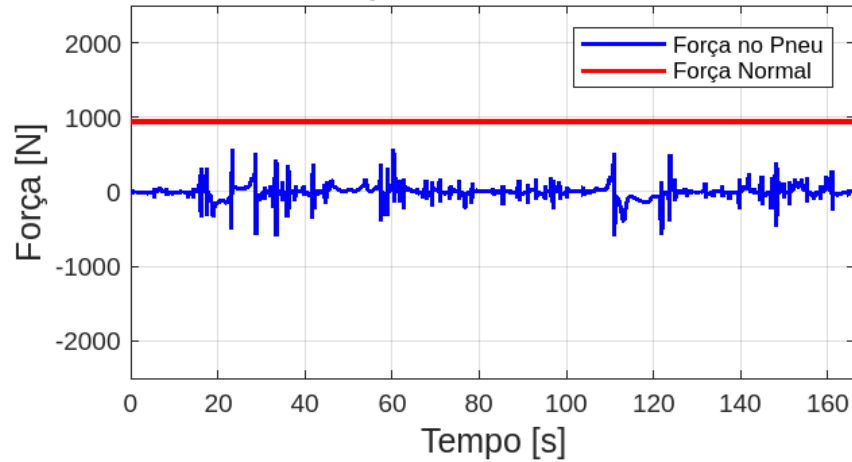
(b) Roda traseira direita (Z_{m3}) do modelo de 5 GDL

Capotamento Roda 3



(c) Roda traseira esquerda (Z_{m4}) do modelo de 7 GDL

Capotamento Roda 4



(d) Roda traseira direita (Z_{m3}) do modelo de 7 GDL

Capotamento Roda 3

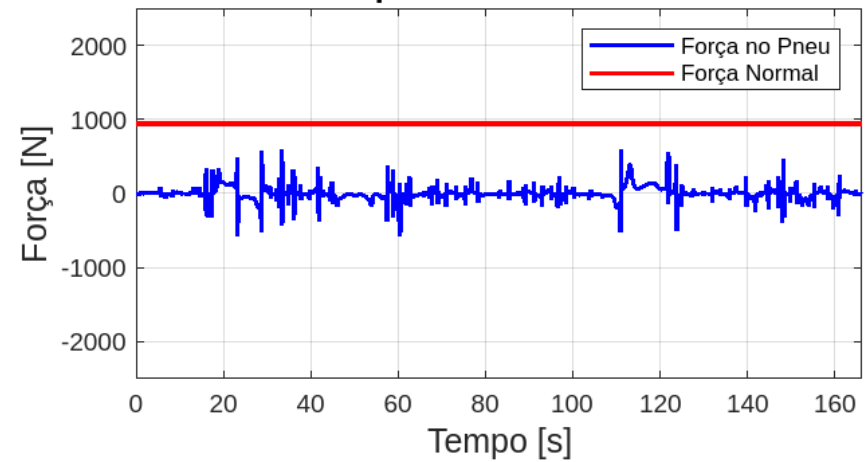


Figura 34 – Análise de capotamento traseira nos modelos de 5 e 7 GDL

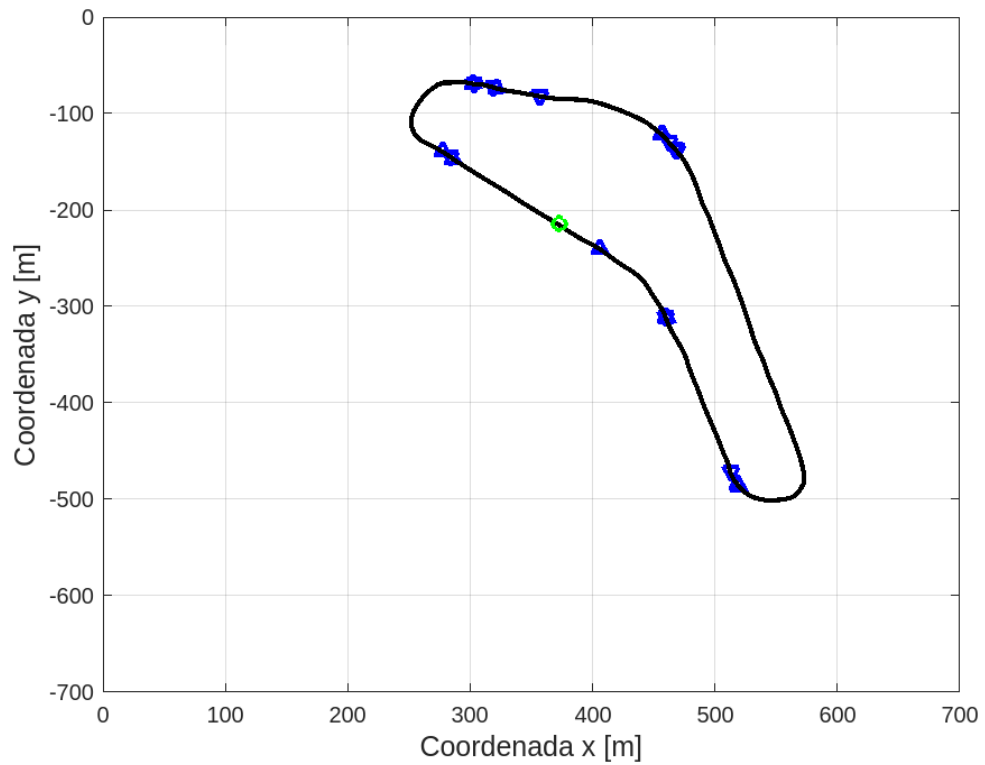
Fonte: Autor (2024).

Possuindo os dados de capotamento por roda e a vista superior do circuito Sonoma Raceway modificado para a SEM produzido por Knabben (2020), é possível correlacioná-los em uma visualização gráfica que pode ser vista na Figura 35 para o modelo 5 GDL com suspensão somente na dianteira e na Figura 36 para o modelo de 7 GDL com suspensão em todas as rodas. Nestas figuras, a aparição de triângulos vermelhos denota possível capotamento das rodas dianteiras no local, enquanto os triângulos azuis expressam o possível capotamento das rodas traseiras. O círculo verde marca o início do trajeto, correndo em sentido horário.

Assim, observa-se que na Figura 35, o modelo de 5 GDL não estaria apto para realizar sete curvas do circuito a uma velocidade de 7 m/s (a contagem foi realizada considerando o número de situações críticas e não o número de triângulos). Consequentemente, o piloto precisa acionar o freio antes de adentrar estas curvas, sendo necessário ainda acelerar após a saída da curva para compensar o tempo perdido. Estas ações aumentam o consumo e a dissipação de energia, causando uma redução na eficiência ideal projetada.

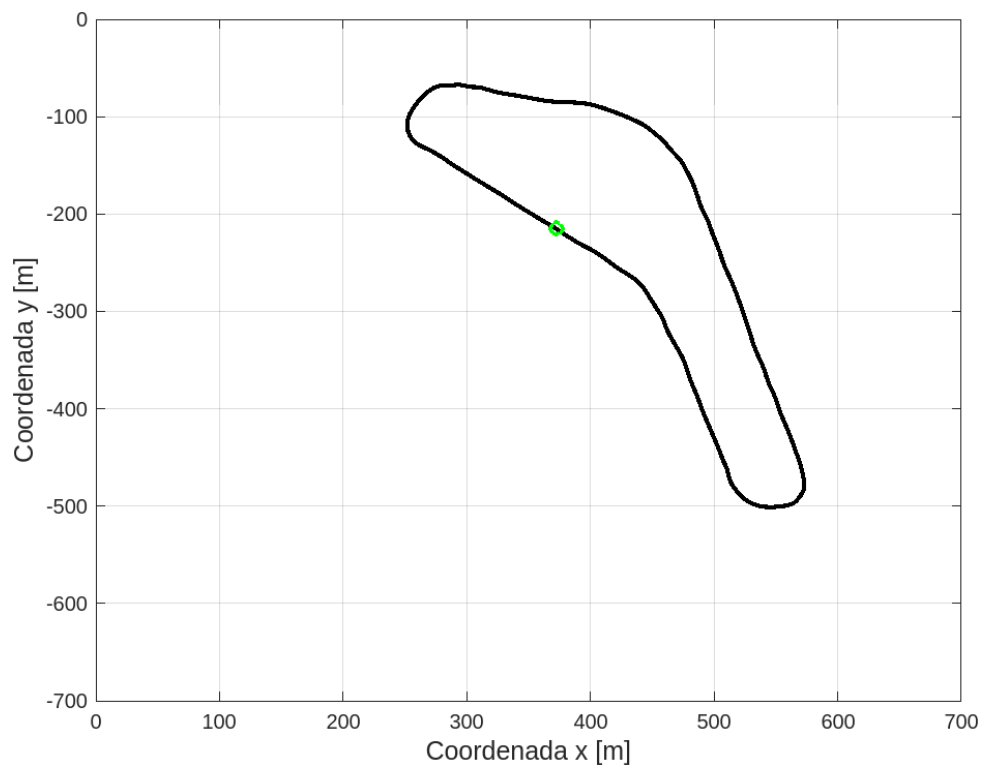
Por sua vez, a análise da Figura 36 denota que o modelo de 7 graus de liberdade não possui a necessidade de reduzir sua velocidade de maneira drástica na entrada de nenhuma curva, também eliminando a necessidade de reaceleração intensa. Este é o comportamento ideal esperado por um conceito urbano de alta eficiência, reduzindo as dissipações e consumos de energia ao máximo, aumentando a sua eficiência energética.

Figura 35 – Análise geral de capotamento do modelo de 5 GDL



Fonte: Autor (2024)

Figura 36 – Análise geral de capotamento do modelo de 7 GDL



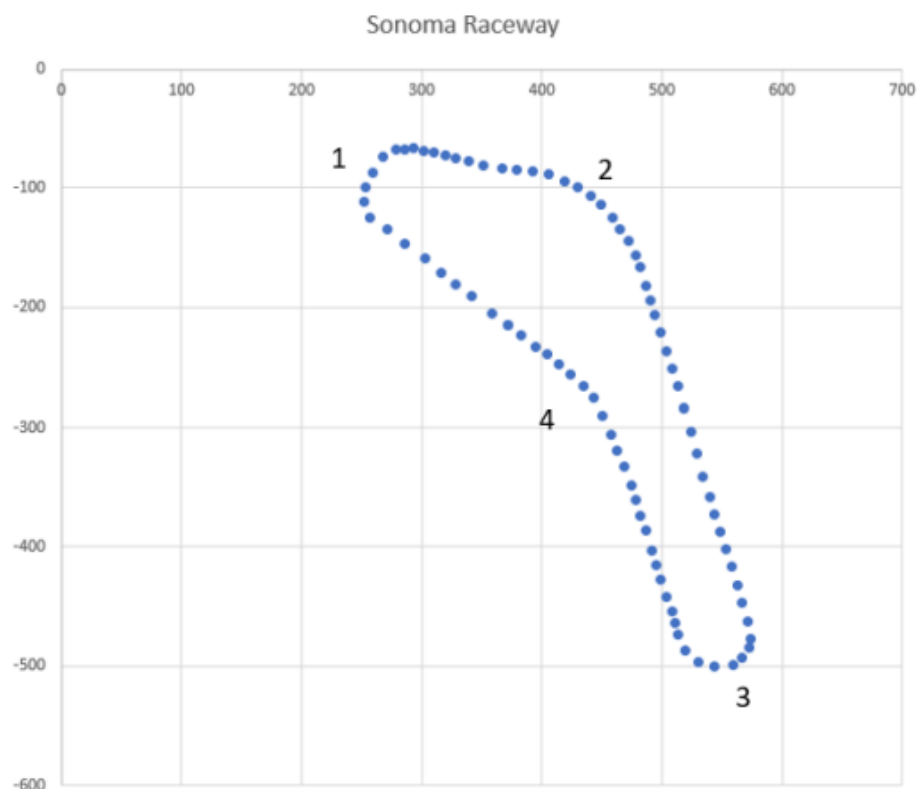
Fonte: Autor (2024)

4.6 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

Para que seja possível estimar a economia energética gerada pela inclusão de um sistema de suspensão nas rodas traseiras do conceito, utilizou-se o método proposto por Knabben (2020) para calcular o gasto de energia devido às frenagens realizadas na entrada da curva para cada modelo.

O circuito analisado foi então segmentado em quatro curvas principais, como pode ser visto na Figura 37.

Figura 37 – Segmentação das curvas do Sonoma Raceway (SEM)



Fonte: Knabben (2020)

O cálculo da energia dissipada pelas frenagens em cada trecho é realizado através da equação da variação da energia cinética 68.

$$E_c = \frac{M_t \cdot (V_r^2 - V_n^2)}{2} \quad (68)$$

Nesta equação, a velocidade de referência utilizada (V_r) será de 7 m/s, como já mencionado anteriormente. Já a velocidade máxima de cada curva (V_n) foi obtida por meio da simulação no programa Matlab, inserindo diferentes valores de velocidade até que fosse encontrada uma situação em que o carro não capotasse na curva especificada. Estimou-se também uma redução de 6,98 kg para um conjunto traseiro de roda sem suspensão, visto que a menor complexidade e menos peças acarretam

em pesos menores do sistema. As velocidades e outros dados podem ser vistos na Tabela 6 a seguir.

Tabela 6 – Parâmetros da cinética dos Modelos de 5 e 7 GDL

Parâmetro	Modelo 5 GDL	Modelo 7 GDL
Velocidade de referência (V_r)	7,0 m/s	7,0 m/s
Velocidade máxima na curva 1 (V_1)	5,5 m/s	7,0 m/s
Velocidade máxima na curva 2 (V_2)	5,0 m/s	7,0 m/s
Velocidade máxima na curva 3 (V_3)	6 m/s	7,0 m/s
Velocidade máxima na curva 4 (V_4)	6 m/s	7,0 m/s
Massa suspensa do conceito (M_s)	242,39 kg	242,39 kg
Massa do conjunto de suspensão da roda 1 (m_1)	16,98 kg	16,98 kg
Massa do conjunto de suspensão da roda 2 (m_2)	16,98 kg	16,98 kg
Massa do conjunto de suspensão da roda 3 (m_3)	10,00 kg	16,98 kg
Massa do conjunto de suspensão da roda 4 (m_4)	10,00 kg	16,98 kg
Massa total do conceito (M_t)	296,35 kg	310,31 kg

Fonte: Autor (2024).

Aplicando os dados à equação (68), foi possível calcular o valor da energia cinética dissipada para os modelos de 5 e 7 GDL em cada curva durante uma volta do circuito. Assim, é possível ver o resultado individual e total na tabela 7 a seguir.

Tabela 7 – Energia cinética em curvas e total dos modelos de 5 e 7 GDL

Parâmetro	Modelo 5 GDL	Modelo 7 GDL
Energia cinética da curva 1 (E_{c1})	2778,3 J	0 J
Energia cinética da curva 2 (E_{c2})	3556,2 J	0 J
Energia cinética da curva 3 (E_{c3})	1926,3 J	0 J
Energia cinética da curva 4 (E_{c4})	1926,3 J	0 J
Energia cinética total dissipada	10187,1 J	0 J

Fonte: Autor (2024)

Com estes resultados, é possível perceber que o modelo de 7 GDL pode obter uma economia de 100% em relação à energia dissipada em frenagens nas curvas da Figura 37, quando comparado ao modelo de 5 GDL, durante uma volta do circuito. Assim, é possível determinar que a inclusão do sistema de suspensão na traseira do prótipo contribui diretamente para o aumento da eficiência energética do conceito urbano.

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho buscou analisar a dinâmica veicular de um veículo de conceito urbano eficiente da equipe EFICEM em duas configurações distintas, uma possuindo suspensão somente na dianteira (5 GDL) e uma com suspensão em todas as rodas (7 GDL).

Foram utilizadas a 2ª Lei de Newton e outras inúmeras equações e hipóteses matemáticas demonstradas, a fim de obter os modelos teóricos de ambas as configurações de suspensão, descrevendo o comportamento do veículo em curvas de maneira consistente.

Após desenvolver os dois modelos dinâmicos teóricos do conceito, um algoritmo foi criado para a simulação das duas configurações, com auxílio do programa Matlab. Este código utilizou dados da pista da competição Shell Eco Marathon Américas, que ocorre no Circuito Sonoma Raceway, adaptado para a competição e que foram disponibilizados por trabalhos passados.

Ao realizar as simulações das duas configurações de suspensão, buscou-se verificar a variação da altura do CG, variação da massa suspensa, efeitos de roll e pitch e possíveis capotamentos em curvas, contemplando os pontos essenciais da dinâmica veicular pertinentes à competição.

Nesse contexto, foi possível identificar uma grande redução da força aplicada sobre o pneu do modelo com suspensão em todas as rodas. Assim, os gráficos de capotamento tiveram resultados extremamente satisfatórios a favor do modelo de 7 GDL. Não houve variação da altura do CG ou da arfagem, resultados já esperados visto que considerou-se uma velocidade constante no circuito e não foi considerada a transferência de carga no conceito durante curvas.

A variação do roll e do deslocamento da massa suspensa também se mostrou satisfatória, tendo deslocamentos maiores no modelo de 7 GDL, o que era esperado, já que esta configuração possui maior liberdade de movimento.

Com os resultados apontados, foi possível perceber a vantagem dinâmica do conceito urbano com suspensão em todas as suas rodas. Apesar de adicionar peso e complexidade ao sistema, em uma volta é possível reduzir o gasto de energia dissipada em 100% quando comparado ao modelo com suspensão somente na dianteira. Adicionado a isso, espera-se uma melhor dirigibilidade do modelo de 7 GDL, possuindo melhor rolagem e se adaptando às adversidades da pista, além de reduzir a chance de capotamento para algo próximo a zero.

Dentre os objetivos definidos no início deste trabalho, observa-se que todos foram concluídos com êxito, tendo modelado matematicamente a dinâmica veicular do conceito urbano, realizado a simulação do modelo com uso do Matlab, analisado a

dinâmica em curvas dos dois modelos, verificado a segurança contra capotamento e, por fim, comparado a aplicação dos dois sistemas em relação à eficiência energética.

Adicionalmente, o código disponibilizado neste trabalho fornece uma boa ferramenta iterativa para os membros da equipe. Sendo assim, ao desenvolver a suspensão real do veículo, será possível inserir os dados no presente algoritmo e obter dados relevantes que podem ajudar no projeto e na determinação de forças importantes atuando no conceito urbano.

Como sugestão para a extensão deste trabalho e o desenvolvimento de trabalhos futuros, sugere-se um estudo de viabilidade dos sistemas de suspensão que estejam de acordo com as capacidades financeiras e técnicas da equipe. Apesar do sistema com mola e amortecedor em todas as rodas ser muito eficiente, recomenda-se o estudo de configurações simplificadas, utilizando borrachas com características específicas para que tenham um comportamento próximo de um conjunto mola-amortecedor.

Além destes, o uso de barras anti-torção é um tópico passível de pesquisa, reduzindo a necessidade de uma suspensão muito elaborada e, ainda assim, melhorando as condições de não capotamento. Associando estes desenvolvimentos com o estudo das condições de vibração que o piloto encontrará na cabine, pode-se obter uma melhor estimativa dos valores de rigidez e amortecimento que devem ser aplicados em cada eixo. Com valores mais precisos, a equipe poderá encontrar peças que encaixem em seus requisitos ou até mesmo produzi-las para uma dirigibilidade ainda mais aprimorada.

Com a definição de uma configuração de suspensão adequada pela equipe, sugere-se um estudo aprimorado das perdas de eficiência energética em um circuito, incluindo todos os fatores mecânicos, físicos e do ambiente, que acarretem em dissipação da energia durante as voltas, fomentando a geração de novas ideias para a redução desta dissipação e aumento da eficiência total do conceito.

Por fim, indica-se o estudo dos sistemas de direção que contribuem para o aproveitamento do sistema de suspensão. Assim, a equipe terá em sua posse um grande número de informações para o desenvolvimento do conjunto de suspensão e direção, fazendo com que a dirigibilidade e o comportamento dinâmico do veículo sejam totalmente compreendidos e calibrados. Ao aplicar estes e outros trabalhos realizados sobre o conceito urbano, será possível traduzir a tecnologia desenvolvida em chassi, carenagem, motor e suspensão em números de eficiência competitivos e focados na vitória.

REFERÊNCIAS

- BARKWAY, D. et al. **Shell Eco-Marathon 2013 Urban Concept Vehicle: Project Report**. [S.l.], 2012. Acesso em: 3 dez. 2024. Disponível em: https://s3images.coroflot.com/user_files/individual_files/505337_cREW9t47mCTMvC0GZBs8JiYpj.pdf.
- CAR, S. C. **Shell Concept Car**. 2016. Acesso em: 21 julho 2024. Disponível em: <https://www.shell.com/business-customers/lubricants-for-business/news-and-media-releases/2016/ultra-energy-efficient-concept-car.html>.
- CARLSEN, L.; OMA, T. **Automotive Suspension Design: Theory and Practice**. [S.l.]: Springer, 2017.
- CHAN, V. **Shell Eco-marathon: A closer look at the UrbanConcept and Prototype Media Vehicles**. 2018. Acesso em: 21 julho 2024. Disponível em: <https://vernonchan.com/shell-eco-marathon-urbanconcept-prototype-media-vehicles/>.
- CHEN, S.-K.; MOSHCHUK, N.; NARDI, F.; RYU, J. Vehicle rollover avoidance. **IEEE Control Systems Magazine**, IEEE, v. 30, n. 4, p. 70–85, 2010.
- DORMAND, J. R.; PRINCE, P. J. A family of embedded runge-kutta formulae. **Journal of Computational and Applied Mathematics**, Elsevier, v. 6, n. 1, p. 19–26, 1980.
- ECO-MARATHON, S. **Shell Eco-marathon 2024 Official Rules, Chapter I**. 2023. Acesso em: 3 dezembro de 2024. Disponível em: https://www.shellecomarathon.com/about/global-rules/_jcr_content/root/main/section/simple_copy_copy_143664536/link_list/links/item0.stream/1693543757317/892943cb7be32f26491deba487a52ccfb145bf81/shell-eco-marathon-2024-official-rules-chapter-i-updated.pdf.
- EFICEM. **A equipe, história**. 2024. Disponível em: <https://eficem.ufsc.br/site-ptbr/equipe.html>.
- ESPELAND, A. B.; GUDVANGEN, H.; LARSEN, P.; SEINESS, H. J. Development and construction of vehicle for participation in the shell eco-marathon competition. *In: .* [s.n.], 2012. Disponível em: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:107138218>.
- GENTA, G.; MORELLO, L. **The Automotive Chassis: Volume 1. Mechanical Design**. Dordrecht: Springer, 1997.
- GENTA, G.; MORELLO, L. **The Automotive Chassis: Volume 2: System Design**. Cham, Switzerland: Springer Nature, 2019. (Mechanical Engineering Series). ISBN 978-3-030-35708-5. Disponível em: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-030-35709-2>.
- GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. [S.l.]: Society of Automotive Engineers Inc., 1992. Acesso em: 21 julho 2022.
- GUGLIELMINO, E.; SIRETEANU, T.; STAMMERS, C. W.; GHITA, G.; GIUCLEA, M. **Semi-Active Suspension Control – Improved Vehicle Ride and Road Friendliness**. London: Springer, 2008. 302 p. ISBN 978-1-84628-324-6.

- KNABBEN, R. L. **Modelagem Dinâmica e Análise de Sistema de Suspensão de Protótipo Automotivo Ultra Eficiente**. 2020 — Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2020. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Automotiva. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/handle/123456789/217654>.
- LEAL, L. D. C. M.; DA ROSA, E.; NICOLAZZI, L. C. **Uma introdução à modelagem quase estática de automóveis**. Florianópolis: UFSC, 2012.
- MARATHON, S. E. **Shell eco-marathon Brasil**. 2022. Disponível em: <https://www.shell.com.br/energia-e-inovacao/ecomarathon/shell-eco-marathon-brasil.html>.
- MIKA, J. **Concepção de uma carenagem e análise aerodinâmica de um conceito de veículo elétrico urbano da equipe EFICEM**. 2021 — Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2021. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Aeroespacial. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/handle/123456789/230470>.
- SOUZA ORIQUI, K. de. Trabalho de Conclusão de Curso, **Projeto preliminar e análise estrutural de assoalho para um chassi de veículo urban concept**. 2023. Acesso em: 2 dez. 2024. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/bitstream/handle/123456789/253177/20231208%20TCC%20-%20Kadu%20Oriqui.pdf?sequence=2&isAllowed=y>.
- PALM, W. J. **Mechanical Vibration**. Hoboken: John Wiley & Sons, 2007. 700 p. ISBN 978-0-471-48856-0.
- REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J. W. **The Automotive Chassis: Engineering Principles**. [S.l.]: Elsevier, 2001.
- RONGONI, A. **Lightweight Design of Mechanical Components of a Shell Eco-marathon Vehicle**. 2020. Dissertação (Master's Thesis) — Politecnico di Milano, 2020. Acesso em: 3 dez. 2024. Disponível em: https://www.politesi.polimi.it/bitstream/10589/164475/3/2020_04_Rongoni.pdf.
- SHELL. **Shell Eco-marathon 2020, Sonoma Raceway**. 2020. Acesso em: 15 mar. 2024. Disponível em: <https://www.shell.us/media/2019-media-releases/students-put-energy-efficient-cars-to-thetest-at-shell-eco-mara.html>.
- SHELL. **Shell Eco-marathon Global Rules and Regulations**. 2024. Acesso em: 21 julho 2024. Disponível em: <https://www.shellecomarathon.com/about/global-rules.html>.
- SHELL. **What is Shell Eco-marathon**. 2024. Acesso em: 21 julho 2024. Disponível em: <https://www.shellecomarathon.com/about.html>.
- SOLIDWORKS. **SolidWorks 3D CAD**. 2022. Disponível em: <https://www.solidworks.com/product/solidworks-3d-cad>.
- TCHAMNA, R.; LEE, M.; YOUN, I. Attitude control of full vehicle using variable stiffness suspension control. **Optimal Control Applications and Methods**, v. 36, n. 6, p. 936–952, 2015. Disponível em: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/oca.2149>.

APÊNDICE A – CÓDIGOS COMPUTACIONAIS PARA MATLAB

A.1 SISTEMAS DE EDOS DO MODELO DE 5 GDL

```

1 % Natan Pereira Vital dos Santos
2 % Engenharia Automotiva - UFSC
3 % 18/11/2024
4 % Sistema de ED0s para simulacao das equacoes do movimento do modelo
   proposto com dadas condicoes iniciais utilizando ode45
5 % ----- %
6
7 close all;
8 clear all;
9 clc
10
11 % Variaveis do modelo:
12 lf = 1.16; % [m]
13 lr = 0.71; % [m]
14 tl = 0.57; % [m]
15 tr = 0.57; % [m]
16 tb = tl+tr; % [m]
17 k1 = 28984.92; % [N/m]
18 c1 = 1590.35; % [N*s/m]
19 m1 = 16.98; % [kg]
20 k2 = 28984.92; % [N/m]
21 c2 = 1590.35; % [N*s/m]
22 m2 = 16.98; % [kg]
23 k3 = 47208.6; % [N/m]
24 c3 = 2029.64; % [N*s/m]
25 m3 = 16.98; % [kg]
26 k4 = 47208.6; % [N/m]
27 c4 = 2029.64; % [N*s/m]
28 m4 = 16.98; % [kg]
29 kt = k1*10; % [N/m]
30 ms = 242.39; % [kg]
31 Ix = 101.2; % [kg*m^2]
32 Iy = 697.93; % [kg*m^2]
33 czs = 200; % [N*s/m]
34 ctx = 200; % [N*s/m]
35 cty = 200; % [N*s/m]
36 g = 9.81; % [m/s^2]
37 Mt = 310.31; % [kg]
38 hcg = 0.45; % [m]
39 V = 7.0; % [m/s]
40

```

```
41
42
43 % Coordenadas da pista:
44 data=[
45 372 -215
46 359 -205
47 341 -191
48 329 -181
49 316 -171
50 302 -160
51 286 -147
52 271 -135
53 257 -125
54 252 -112
55 253 -100
56 259 -87
57 268 -75
58 278 -68
59 286 -68
60 293 -67
61 301 -69
62 310 -70
63 319 -73
64 329 -76
65 339 -78
66 352 -81
67 366 -84
68 379 -85
69 393 -86
70 405 -89
71 419 -95
72 429 -100
73 441 -107
74 449 -114
75 459 -125
76 465 -134
77 473 -145
78 478 -156
79 482 -166
80 487 -183
81 490 -194
82 495 -207
83 499 -221
84 504 -237
85 508 -252
86 513 -266
87 519 -285
```

```
88 524 -303
89 529 -322
90 534 -341
91 540 -358
92 544 -373
93 549 -387
94 553 -402
95 558 -417
96 563 -433
97 567 -447
98 571 -463
99 573 -477
100 572 -485
101 567 -494
102 560 -499
103 544 -501
104 530 -497
105 520 -487
106 513 -474
107 511 -464
108 508 -455
109 504 -442
110 499 -427
111 495 -415
112 491 -403
113 486 -386
114 482 -374
115 478 -360
116 475 -349
117 468 -333
118 462 -319
119 458 -306
120 450 -290
121 443 -276
122 435 -266
123 424 -257
124 414 -248
125 404 -239
126 395 -233
127 383 -224
128 372 -215
129 ];
130
131 data=[data;data(1:3,:)];
132 x_data=data(:,1);
133 y_data=data(:,2);
134
```



```

135 % Dist ncia [m]:
136 d_parcial=sqrt( (x_data(2:end,1)-x_data(1:end-1,1)).^2 + (y_data(2:end
    ,1)- y_data(1:end-1,1)).^2);
137 d=cumtrapz(d_parcial);
138 d=d(1:end-2);
139
140 dd=0:5:max(d);
141 datax=interp1(d,data(1:end-3,1),dd,'spline');
142 datay=interp1(d,data(1:end-3,2),dd,'spline');
143 data=[datax',datay'];
144 data=[data;data(1:3,:)];
145
146 % Raio de curvatura:
147 N=length(data);
148 for aux=1:N-3,
149     % Coordenadas em x e y
150     x=data(1+aux:3+aux,1);
151     y=data(1+aux:3+aux,2);
152
153     % M todo de ajuste de circunfer ncia:
154     n=length(x); xx=x.*x; yy=y.*y; xy=x.*y;
155     A=[sum(x) sum(y) n;sum(xy) sum(yy) sum(y);sum(xx) sum(xy) sum(x)];
156     B=[-sum(xx+yy) ; -sum(xx.*y+yy.*y) ; -sum(xx.*x+xy.*y)];
157     a=A\B; % Solu o por M nimos Quadrados
158     xc(aux) = -.5*a(1); % Centro na coordenada x
159     yc(aux) = -.5*a(2); % Centro na coordenada y
160
161     ACx=data(aux,1)-xc(aux);
162     ACy=data(aux,2)-yc(aux);
163     Sign_ACx=sign(ACx);
164     Sign_ACy=sign(ACy);
165     if Sign_ACx>0 && Sign_ACy>0,
166         Sign_AC=+1;
167     elseif Sign_ACx<0 && Sign_ACy<0,
168         Sign_AC=-1;
169     elseif Sign_ACx<0 && Sign_ACy>0,
170         Sign_AC=+1;
171     elseif Sign_ACx>0 && Sign_ACy<0,
172         Sign_AC=-1;
173     elseif Sign_ACx>0 && Sign_ACy==0,
174         Sign_AC=+1;
175     elseif Sign_ACx<0 && Sign_ACy==0,
176         Sign_AC=-1;
177     elseif Sign_ACx==0 && Sign_ACy>0,
178         Sign_AC=+1;
179     elseif Sign_ACx==0 && Sign_ACy<0,
180         Sign_AC=-1;

```

```

181     end
182
183     R(aux) = Sign_AC*sqrt((a(1)^2+a(2)^2)/4-a(3)); % Raio de curvatura
184
185 end
186
187 % ode45 chamando funcao movimento_completo:
188 Tmax=max(d)/V;
189 [t,y] = ode45(@movimento_completo,[0 Tmax],[0 0 0 0 0 0 0 0 0 0],[],lf,
190     lr,tl,tr,tb,k1,c1,m1,k2,c2,m2,kt,ms,Ix,Iy,czs,ctx,cty,g,Mt,hcg,V,dd,R
191 );
192
193 % Varia o massa suspensa zs:
194 figure(1)
195 subplot(1,2,1)
196 plot(t,y(:,5),'b','linewidth',1.5)
197 axis([0 Tmax -0.06 0.06])
198 title('Varia o Centro de Gravidade','FontSize',12)
199 xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
200 xticks(0:20:Tmax)
201 ylabel('Resposta zs [m]','FontSize',12)
202 grid on
203
204 % Aumentando o n mero de linhas no eixo do tempo:
205 xticks(0:20:Tmax) % Define divis es
206
207 figure(1)
208 subplot(2,2,1)
209 plot(t,y(:,5),'b','linewidth',1.5)
210 axis([0 Tmax -0.06 0.06])
211 title('Varia o Centro de Gravidade','FontSize',12)
212 xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
213 ylabel('Resposta zs [m]','FontSize',12)
214 grid on
215
216 % Varia o extremidades massa suspensa zs1 e zs2:
217 lf = 1.16; % [m]
218 lr = 0.71; % [m]
219 tl = 0.57; % [m]
220 tr = 0.57; % [m]
221 tb = tl+tr; % [m]
222
223 zs1 = y(:,5)-lf*tan(y(:,1))+0.5*tb*tan(y(:,3)); % Eq. deslocamento zs1
224 zs2 = y(:,5)-lf*tan(y(:,1))-0.5*tb*tan(y(:,3)); % Eq. deslocamento zs2
225 zs3 = y(:,5)+lr*tan(y(:,1))-0.5*tb*tan(y(:,3)); % Eq. deslocamento zs3
226 zs4 = y(:,5)+lr*tan(y(:,1))+0.5*tb*tan(y(:,3)); % Eq. deslocamento zs4

```

```

226 % figure(1)
227 % subplot(1,2,2)
228 % plot(t,zs1,'b',t,zs2,'r:','linewidth',1.5)
229 % axis([0 Tmax -0.06 0.06])
230 % title('Varia o Massa Suspensa','FontSize',12)
231 % xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
232 % ylabel('Respostas zs1 e zs2 [m]','FontSize',12)
233 % grid on
234 % legend('zs1','zs2')
235 figure(1)
236 subplot(2,2,3)
237 plot(t,zs3,'b',t,zs4,'r:','linewidth',1.5)
238 axis([0 Tmax -0.06 0.06])
239 title('Varia o Massa Suspensa','FontSize',12)
240 xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
241 ylabel('Respostas zs3 e zs4 [m]','FontSize',12)
242 grid on
243 legend('zs1','zs2')
244
245 figure(1)
246 subplot(2,2,2)
247 plot(t,zs3,'b','linewidth',1.5)
248 axis([0 Tmax -0.06 0.06])
249 title('Varia o Massa Suspensa','FontSize',12)
250 xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
251 ylabel('Respostas zs3 [m]','FontSize',12)
252 grid on
253
254 figure(1)
255 subplot(2,2,4)
256 plot(t,zs4,'r','linewidth',1.5)
257 axis([0 Tmax -0.06 0.06])
258 title('Varia o Massa Suspensa','FontSize',12)
259 xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
260 ylabel('Respostas zs4 [m]','FontSize',12)
261 grid on
262
263 % Forca normal em 'z' atuando nas rodas do veiculo:
264 lf = 1.16; % [m]
265 lr = 0.71; % [m]
266 g = 9.81; % [m/s^2]
267 Mt = 310.31; % [kg]
268 k1 = 28984.92; % [N/m]
269 kt = k1*10; % [N/m]
270 N12 = (Mt*g*lr)/(lf+lr); % [N]
271 N34 = (Mt*g*lf)/(lf+lr); % [N]
272 N1 = N12*0.5; % [N]

```

```

273 N2 = N12*0.5; % [N]
274 N3 = N34*0.5; % [N]
275 N4 = N34*0.5; % [N]
276
277 % Capotamento do veiculo zm1:
278 figure(2)
279 subplot(2,2,1)
280 plot(t,y(:,7)*kt,'b',t,N1*ones(size(t)),'r','linewidth',1.5)
281 axis([0 Tmax -2500 2500])
282 title('Capotamento Roda 1','FontSize',12)
283 xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
284 ylabel('For a [N]','FontSize',12)
285 grid on
286 legend('For a no Pneu','For a Normal')
287
288 % Capotamento do veiculo zm2:
289 figure(2)
290 subplot(2,2,2)
291 plot(t,y(:,9)*kt,'b',t,N2*ones(size(t)),'r','linewidth',1.5)
292 axis([0 Tmax -2500 2500])
293 title('Capotamento Roda 2','FontSize',12)
294 xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
295 ylabel('For a [N]','FontSize',12)
296 grid on
297 legend('For a no Pneu','For a Normal')
298
299 % Capotamento do veiculo zs1:
300 figure(2)
301 subplot(2,2,3)
302 plot(t,zs3*kt,'b',t,N3*ones(size(t)),'r','linewidth',1.5)
303 axis([0 Tmax -2500 2500])
304 title('Capotamento Roda 3','FontSize',12)
305 xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
306 ylabel('For a [N]','FontSize',12)
307 grid on
308 legend('For a no Pneu','For a Normal')
309 % Capotamento do veiculo zs2:
310 figure(2)
311 subplot(2,2,4)
312 plot(t,zs4*kt,'b',t,N4*ones(size(t)),'r','linewidth',1.5)
313 axis([0 Tmax -2500 2500])
314 title('Capotamento Roda 4','FontSize',12)
315 xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
316 ylabel('For a [N]','FontSize',12)
317 grid on
318 legend('For a no Pneu','For a Normal')
319

```

```

320
321 % Simulacao roll (phi):
322 figure(3)
323 subplot(2,2,1)
324 plot(t,y(:,3)*180/pi,'b','linewidth',1.5)
325 axis([0 Tmax -10 10])
326 title('Rolagem em Curva (Roll)','FontSize',12)
327 xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
328 ylabel('Resposta roll [graus]','FontSize',12)
329 grid on
330
331 % Simulacao pitch (teta):
332 figure(3)
333 subplot(2,2,2)
334 plot(t,y(:,1)*180/pi,'b','linewidth',1.5)
335 axis([0 Tmax -10 10])
336 title('Arfagem em Curva (Pitch)','FontSize',12)
337 xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
338 ylabel('Resposta pitch [graus]','FontSize',12)
339 grid on
340
341 % Coordenadas pista versus raio de curvatura:
342 figure
343 plot3(data(1:end,1),data(1:end,2),zeros(size(data(1:end,1))), 'k', data(1:
    end-3,1),data(1:end-3,2),1./R,'b',data(1,1),data(1,2),0,'ro','
    LineWidth',2)
344 xlabel('Coordenada x [m]','FontSize',12)
345 ylabel('Coordenada y [m]','FontSize',12)
346 zlabel('Curvatura [m^-1]','FontSize',12)
347 grid on
348
349 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
350 % criarVideo=1, para gerar v deo AVI, ou criarVideo=0, para n o gerar
    video
351 criarVideo=0;
352 % Visualiza o grafica expandida para 4 for as Fy:
353 datax_visual = interp1(dd, data(1:end-3, 1), t * V);
354 datay_visual = interp1(dd, data(1:end-3, 2), t * V);
355
356 % Calculando Fy para as quatro rodas:
357 Fy1_part = y(:, 7) * kt - N1;
358 Fy2_part = y(:, 9) * kt - N2;
359 Fy3_part = zs3*kt-N3; % Adiciona Fy3
360 Fy4_part = zs4*kt-N4; % Adiciona Fy4
361
362 Fy1 = 3 * Fy1_part/max(abs(Fy1_part));
363 Fy2 = 3 * Fy2_part / max(abs(Fy2_part));

```

```

364 Fy3 = 3 * Fy3_part/max(abs(Fy3_part)); % Normaliza Fy3
365 Fy4 = 3 * Fy4_part / max(abs(Fy4_part)); % Normaliza Fy4
366
367 % Inicializando vetores para tombamento:
368 tombx1 = [];
369 tomby1 = [];
370 tombx2 = [];
371 tomby2 = [];
372 tombx3 = [];
373 tomby3 = [];
374 tombx4 = [];
375 tomby4 = [];
376 figure
377
378 % Grafico da pista e locais de tombamento:
379
380 for aux2 = 1:15:length(y)
381     % Verificando tombamento em cada roda:
382     if Fy1(aux2) >= 0
383         tombx1 = [tombx1; datax_visual(aux2)];
384         tomby1 = [tomby1; datay_visual(aux2)];
385     end
386     if Fy2(aux2) >= 0
387         tombx2 = [tombx2; datax_visual(aux2)];
388         tomby2 = [tomby2; datay_visual(aux2)];
389     end
390     if Fy3(aux2) >= -1e-6
391         tombx3 = [tombx3; datax_visual(aux2)];
392         tomby3 = [tomby3; datay_visual(aux2)];
393     end
394     if Fy4(aux2) >= 0
395         tombx4 = [tombx4; datax_visual(aux2)];
396         tomby4 = [tomby4; datay_visual(aux2)];
397     end
398
399     if isempty(tombx1) && isempty(tombx2) && isempty(tombx3) && isempty(
400         tombx4)
401         plot(data(1:end, 1), data(1:end, 2), 'k', data(1, 1), data(1, 2), '
402             go', ...
403             datax_visual(aux2), datay_visual(aux2), 'bd', 'LineWidth', 2);
404         elseif ~isempty(tombx1) && isempty(tombx2) && isempty(tombx3) &&
405             isempty(tombx4),
406
407         plot(tombx1,tomby1,'r^',data(1:end,1),data(1:end,2),'k',data(1,1),
408             data(1,2),'go',datax_visual(aux2),datay_visual(aux2),'bd','
409             LineWidth',2)

```

```

405     elseif isempty(tombx1) && ~isempty(tombx2) && isempty(tombx3) &&
         isempty(tombx4),
406
407     plot(tombx2,tomby2,'rv',data(1:end,1),data(1:end,2),'k',data(1,1),
         data(1,2),'go',datax_visual(aux2),datay_visual(aux2),'bd','
         LineWidth',2)
408     elseif ~isempty(tombx1) && isempty(tombx2) && ~isempty(tombx3)
         && ~isempty(tombx4),
409
410     plot(tombx3,tomby3,'b^',data(1:end,1),data(1:end,2),'k',data(1,1),
         data(1,2),'go',datax_visual(aux2),datay_visual(aux2),'bd','
         LineWidth',2)
411     elseif ~isempty(tombx1) && ~isempty(tombx2) && isempty(tombx3)
         && ~isempty(tombx4),
412
413     plot(tombx4,tomby4,'bv',data(1:end,1),data(1:end,2),'k',data(1,1),
         data(1,2),'go',datax_visual(aux2),datay_visual(aux2),'bd','
         LineWidth',2)
414     else
415
416     plot(tombx1,tomby1,'r^',tombx2,tomby2,'rv',tombx3,tomby3,'b^',tombx4,
         tomby4,'bv',data(1:end,1),data(1:end,2),'k',data(1,1),data(1,2),'go'
         ,datax_visual(aux2),datay_visual(aux2),'bd','LineWidth',2)
417     end
418 end
419
420
421
422 xlabel('Coordenada x [m]','FontSize',12)
423 ylabel('Coordenada y [m]','FontSize',12)
424 grid on
425 axis([0 700 -700 0])
426 if criarVideo==1,
427     cont1=0;
428     vidObj = VideoWriter('Pista_comSuspensao.avi');
429     open(vidObj);
430     tombx1=[];
431     tomby1=[];
432     tombx2=[];
433     tomby2=[];
434
435     for aux1=1:100:length(y),
436         cont1=cont1+1;
437         hg=figure;
438         h1=subplot(1,2,1);
439         if Fy1(aux1)>=0,
440             tombx1=[tombx1; datax_visual(aux1)];

```

```

441     tomby1=[tomby1; datay_visual(aux1)];
442     end
443     if Fy2(aux1)>=0,
444         tombx2=[tombx2; datax_visual(aux1)];
445         tomby2=[tomby2; datay_visual(aux1)];
446     end
447     if isempty(tombx1) && isempty(tombx2) && isempty(tombx3) &&
         isempty(tombx4)
448     plot(data(1:end, 1), data(1:end, 2), 'k', data(1, 1), data(1, 2), '
        go', ...
449         datax_visual(aux2), datay_visual(aux2), 'bd', 'LineWidth', 2);
450     else
451     plot(data(1:end, 1), data(1:end, 2), 'k', data(1, 1), data(1, 2), '
        go', ...
452         datax_visual(aux2), datay_visual(aux2), 'bd', 'LineWidth', 2);
453     hold on;
454         if ~isempty(tombx1)
455         plot(tombx1, tomby1, 'r^', 'LineWidth', 2); % Roda 1
456         end
457         if ~isempty(tombx2)
458         plot(tombx2, tomby2, 'rv', 'LineWidth', 2); % Roda 2
459         end
460         if ~isempty(tombx3)
461         plot(tombx3, tomby3, 'b^', 'LineWidth', 2); % Roda 3
462         end
463         if ~isempty(tombx4)
464         plot(tombx4, tomby4, 'bv', 'LineWidth', 2); % Roda 4
465         end
466     end
467
468     xlabel('Coordenada x [m]', 'FontSize', 12)
469     ylabel('Coordenada y [m]', 'FontSize', 12)
470     grid on
471     axis([0 700 -700 0])
472
473     %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
474
475     % Subplot (2)
476     h2=subplot(1,2,2);
477     h=polar([10*y(aux1,3)+pi; 10*y(aux1,3)],3*ones(2,1), '-b');
478     set(h, 'LineWidth', 3)
479     hold on
480     polar([pi 0],[3 3], '--k')
481
482     %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
483
484     % Curva de uma elipse (r=e*p/(1-e*cos(teta))), p=par metro da

```



```

485     % ellipse, e<1.
486
487     %%%%%%%%%%%
488
489     tetao=10*y(aux1,3);
490     teta=[0:.1:pi]+tetao;
491     r=sqrt(36./(4*cos(teta-tetao).^2+9*sin(teta-tetao).^2));
492     hp2=polar(teta,r,'b');
493     set(hp2,'LineWidth',3)
494
495     if Fy1(aux1)<0,
496         quiver(3,0,0,Fy1(aux1),'g','LineWidth',3,'MaxHeadSize',1)
497     else
498         quiver(3,0,0,Fy1(aux1),'r','LineWidth',3,'MaxHeadSize',1)
499     end
500     if Fy2(aux1)<0,
501         quiver(-3,0,0,Fy2(aux1),'g','LineWidth',3,'MaxHeadSize',1)
502     else
503         quiver(-3,0,0,Fy2(aux1),'r','LineWidth',3,'MaxHeadSize',1)
504     end
505
506     hold off
507     title('Inclinação x10','FontSize',14,'FontWeight','Bold')
508     text(0.5,-5,['Roll: ' num2str(round(y(aux1,3)*180/pi*10)/10)
509         ...
510         ''],'FontSize',14,'FontWeight','Bold')
511     M(cont1)=getframe(hg);
512     writeVideo(vidObj,M(cont1));
513     close
514     end
515
516     close(vidObj);
517     % movie(M)
518 end

```

A.2 FUNÇÃO MOVIMENTO DO MODELO DE 5 GDL

```

1 % Natan Pereira Vital dos Santos
2 % Engenharia Automotiva - UFSC
3 % 18/11/2024
4 % Funcao 'movimento_completo' com equacoes do modelo representado e
5 % -----%
6 function dydt = movimento_completo(t,y,lf,lr,tl,tr,tb,k1,c1,m1,k2,c2,m2,
7     kt,ms,Ix,Iy,czs,ctx,cty,g,Mt,hcg,V,d,R_vetor)

```

```

8 % Interpola o do raio de curvatura:
9 R = interp1(d,R_vetor,t*V,'spline');
10
11 % Momento rolante atuando no CG do veiculo:
12 if R<5 && R>-5,
13     Mr=0;
14 elseif R>500 && R<-500,
15     Mr=0;
16 else
17     Mr = (Mt*V^2*hcg)/R; % [N*m]
18 end
19
20 % Equacoes decompostas do deslocamento e velocidade do modelo:
21 zs1 = y(5)-lf*tan(y(1))+0.5*tb*tan(y(3)); % Eq. deslocamento zs1
22 zs2 = y(5)-lf*tan(y(1))-0.5*tb*tan(y(3)); % Eq. deslocamento zs2
23 zs3 = y(5)+lr*tan(y(1))-0.5*tb*tan(y(3)); % Eq. deslocamento zs3
24 zs4 = y(5)+lr*tan(y(1))+0.5*tb*tan(y(3)); % Eq. deslocamento zs4
25 zs1_ponto = y(6)-lf*y(2)*sec(y(1))^2+0.5*tb*y(4)*sec(y(3))^2; % Eq.
    velocidade Zs1
26 zs2_ponto = y(6)-lf*y(2)*sec(y(1))^2-0.5*tb*y(4)*sec(y(3))^2; % Eq.
    velocidade zs2
27
28
29 % Vetor com equacoes do movimento do modelo (5 dof):
30 dydt = [y(2);
31 ((k1*(zs1-y(7))+c1*(zs1_ponto-y(8))+k2*(zs2-y(9))+c2*(zs2_ponto-y(10)))
    *lf-(2*kt*lr*tan(y(1))^2))/Iy; % Eq. rotacao y
32 y(4);
33 (0.5*tb*(k2*(zs2-y(9))+c2*(zs2_ponto-y(10))-k1*(zs1-y(7))-c1*(zs1_ponto
    -y(8)))+(kt*zs3-kt*zs4))+Mr)/Ix; % Eq. rotacao x
34 y(6);
35 (-k1*(zs1-y(7))-c1*(zs1_ponto-y(8))-k2*(zs2-y(9))-c2*(zs2_ponto-y(10))-
    kt*zs3 - kt*zs4)/ms; % Eq. massa suspensa
36 y(8);
37 (k1*(zs1-y(7))+c1*(zs1_ponto-y(8))-kt*y(7))/m1; % Eq. massa nao
    suspensa 1
38 y(10);
39 (k2*(zs2-y(9))+c2*(zs2_ponto-y(10))-kt*y(9))/m2;]; % Eq. massa nao
    suspensa 2
40
41 % Variaveis de parametrizacao:
42 % y(1) = teta (pitch)
43 % y(2) = teta_ponto
44 % y(3) = phi (roll)
45 % y(4) = phi_ponto
46 % y(5) = zs (deslocamento massa suspensa)
47 % y(6) = zs_ponto

```

```

48 % y(7) = zm1 (deslocamento massa nao suspensa 1)
49 % y(8) = zm1_ponto
50 % y(9) = zm2 (deslocamento massa nao suspensa 2)
51 % y(10) = zm2_ponto

```

A.3 SISTEMA DE EDOS DO MODELO DE 7 GDL

```

1 % Natan Pereira Vital dos Santos
2 % Engenharia Automotiva - UFSC
3 % 18/11/2024
4 % Sistema de ED0s para simulacao das equacoes do movimento do modelo
   proposto com dadas condicoes iniciais utilizando ode45
5 % ----- %
6
7 close all;
8 clear all;
9 clc
10
11 % Variaveis do modelo:
12 lf = 1.16; % [m]
13 lr = 0.71; % [m]
14 tl = 0.57; % [m]
15 tr = 0.57; % [m]
16 tb = tl+tr; % [m]
17 k1 = 28984.92; % [N/m]
18 c1 = 1590.35; % [N*s/m]
19 m1 = 16.98; % [kg]
20 k2 = 28984.92; % [N/m]
21 c2 = 1590.35; % [N*s/m]
22 m2 = 16.98; % [kg]
23 k3 = 47208.6; % [N/m]
24 c3 = 2029.64; % [N*s/m]
25 m3 = 16.98; % [kg]
26 k4 = 47208.6; % [N/m]
27 c4 = 2029.64; % [N*s/m]
28 m4 = 16.98; % [kg]
29 kt = k1*10; % [N/m]
30 ms = 242.39; % [kg]
31 Ix = 101.2; % [kg*m^2]
32 Iy = 697.93; % [kg*m^2]
33 czs = 200; % [N*s/m]
34 ctx = 200; % [N*s/m]
35 cty = 200; % [N*s/m]
36 g = 9.81; % [m/s^2]
37 Mt = 310.31; % [kg]
38 hcg = 0.45; % [m]

```

```
39 V = 7.0; % [m/s]
40
41
42 % Coordenadas da pista:
43 data=[
44 372 -215
45 359 -205
46 341 -191
47 329 -181
48 316 -171
49 302 -160
50 286 -147
51 271 -135
52 257 -125
53 252 -112
54 253 -100
55 259 -87
56 268 -75
57 278 -68
58 286 -68
59 293 -67
60 301 -69
61 310 -70
62 319 -73
63 329 -76
64 339 -78
65 352 -81
66 366 -84
67 379 -85
68 393 -86
69 405 -89
70 419 -95
71 429 -100
72 441 -107
73 449 -114
74 459 -125
75 465 -134
76 473 -145
77 478 -156
78 482 -166
79 487 -183
80 490 -194
81 495 -207
82 499 -221
83 504 -237
84 508 -252
85 513 -266
```

```
86 519 -285
87 524 -303
88 529 -322
89 534 -341
90 540 -358
91 544 -373
92 549 -387
93 553 -402
94 558 -417
95 563 -433
96 567 -447
97 571 -463
98 573 -477
99 572 -485
100 567 -494
101 560 -499
102 544 -501
103 530 -497
104 520 -487
105 513 -474
106 511 -464
107 508 -455
108 504 -442
109 499 -427
110 495 -415
111 491 -403
112 486 -386
113 482 -374
114 478 -360
115 475 -349
116 468 -333
117 462 -319
118 458 -306
119 450 -290
120 443 -276
121 435 -266
122 424 -257
123 414 -248
124 404 -239
125 395 -233
126 383 -224
127 372 -215
128 ];
129
130 data=[data;data(1:3,:)];
131 x_data=data(:,1);
132 y_data=data(:,2);
```

```

133
134 % Dist ncia [m]:
135 d_parcial=sqrt( (x_data(2:end,1)-x_data(1:end-1,1)).^2 + (y_data(2:end
      ,1)- y_data(1:end-1,1)).^2);
136 d=cumtrapz(d_parcial);
137 d=d(1:end-2);
138
139 dd=0:5:max(d);
140 datax=interp1(d,data(1:end-3,1),dd,'spline');
141 datay=interp1(d,data(1:end-3,2),dd,'spline');
142 data=[datax',datay'];
143 data=[data;data(1:3,:)];
144
145 % Raio de curvatura:
146 N=length(data);
147 for aux=1:N-3,
148     % Coordenadas em x e y
149     x=data(1+aux:3+aux,1);
150     y=data(1+aux:3+aux,2);
151
152     % M todo de ajuste de circunfer ncia:
153     n=length(x); xx=x.*x; yy=y.*y; xy=x.*y;
154     A=[sum(x) sum(y) n;sum(xy) sum(yy) sum(y);sum(xx) sum(xy) sum(x)];
155     B=[-sum(xx+yy) ; -sum(xx.*y+yy.*y) ; -sum(xx.*x+xy.*y)];
156     a=A\B; % Solu o por M nimos Quadrados
157     xc(aux) = -.5*a(1); % Centro na coordenada x
158     yc(aux) = -.5*a(2); % Centro na coordenada y
159
160     ACx=data(aux,1)-xc(aux);
161     ACy=data(aux,2)-yc(aux);
162     Sign_ACx=sign(ACx);
163     Sign_ACy=sign(ACy);
164     if Sign_ACx>0 && Sign_ACy>0,
165         Sign_AC=+1;
166     elseif Sign_ACx<0 && Sign_ACy<0,
167         Sign_AC=-1;
168     elseif Sign_ACx<0 && Sign_ACy>0,
169         Sign_AC=+1;
170     elseif Sign_ACx>0 && Sign_ACy<0,
171         Sign_AC=-1;
172     elseif Sign_ACx>0 && Sign_ACy==0,
173         Sign_AC=+1;
174     elseif Sign_ACx<0 && Sign_ACy==0,
175         Sign_AC=-1;
176     elseif Sign_ACx==0 && Sign_ACy>0,
177         Sign_AC=+1;
178     elseif Sign_ACx==0 && Sign_ACy<0,

```

```

179     Sign_AC=-1;
180     end
181
182     R(aux) = Sign_AC*sqrt((a(1)^2+a(2)^2)/4-a(3)); % Raio de curvatura
183
184 end
185
186 % ode45 chamando funcao movimento_completo:
187 Tmax=max(d)/V;
188 options = odeset('RelTol', 1e-2, 'AbsTol', 1e-6);
189 [t,y] = ode45(@movimento_completo_7_GDL,[0 Tmax],[0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0
    0 0 0],options,lf,lr,tl,tr,tb,k1,c1,m1,k2,c2,m2,k3,c3,m3,k4,c4,m4,kt,
    ms,Ix,Iy,g,Mt,hcg,V,dd,R);
190
191
192
193 % Varia o massa suspensa zs:
194 figure(1)
195 subplot(1,2,1)
196 plot(t,y(:,5),'b','linewidth',1.5)
197 axis([0 Tmax -0.06 0.06])
198 title('Varia o Centro de Gravidade','FontSize',12)
199 xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
200 ylabel('Resposta zs [m]','FontSize',12)
201 grid on
202
203 figure(1)
204 subplot(2,2,1)
205 plot(t,y(:,5),'b','linewidth',1.5)
206 axis([0 Tmax -0.06 0.06])
207 title('Varia o Centro de Gravidade','FontSize',12)
208 xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
209 ylabel('Resposta zs [m]','FontSize',12)
210 grid on
211
212 % Varia o extremidades massa suspensa zs1 e zs2:
213 lf = 1.16; % [m]
214 tl = 0.57; % [m]
215 tr = 0.57; % [m]
216 tb = tl+tr; % [m]
217
218 zs1 = y(:,5)-lf*tan(y(:,1))+0.5*tb*tan(y(:,3)); % Eq. deslocamento zs1
219 zs2 = y(:,5)-lf*tan(y(:,1))-0.5*tb*tan(y(:,3)); % Eq. deslocamento zs2
220 zs3 = y(:,5)+lr*tan(y(:,1))-0.5*tb*tan(y(:,3)); % Eq. deslocamento zs3
221 zs4 = y(:,5)+lr*tan(y(:,1))+0.5*tb*tan(y(:,3)); % Eq. deslocamento zs4
222
223 % figure(1)

```

```

224 % subplot(1,2,2)
225 % plot(t,zs1,'b',t,zs2,'r:','linewidth',1.5)
226 % axis([0 Tmax -0.06 0.06])
227 % title('Varia o Massa Suspensa','FontSize',12)
228 % xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
229 % ylabel('Respostas zs1 e zs2 [m]','FontSize',12)
230 % grid on
231 % legend('zs1','zs2')
232 figure(1)
233 subplot(2,2,3)
234 plot(t,zs1,'b',t,zs2,'r:','linewidth',1.5)
235 axis([0 Tmax -0.06 0.06])
236 title('Varia o Massa Suspensa','FontSize',12)
237 xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
238 ylabel('Respostas zs1 e zs2 [m]','FontSize',12)
239 grid on
240 legend('zs1','zs2')
241
242 figure(1)
243 subplot(2,2,2)
244 plot(t,zs1,'b','linewidth',1.5)
245 axis([0 Tmax -0.06 0.06])
246 title('Varia o Massa Suspensa','FontSize',12)
247 xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
248 ylabel('Respostas zs2 [m]','FontSize',12)
249 grid on
250
251 figure(1)
252 subplot(2,2,4)
253 plot(t,zs2,'r','linewidth',1.5)
254 axis([0 Tmax -0.06 0.06])
255 title('Varia o Massa Suspensa','FontSize',12)
256 xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
257 ylabel('Respostas zs2 [m]','FontSize',12)
258 grid on
259
260 % Forca normal em 'z' atuando nas rodas do veiculo:
261 lf = 1.16; % [m]
262 lr = 0.71; % [m]
263 g = 9.81; % [m/s^2]
264 Mt = 310.31; % [kg]
265 k1 = 28984.92;
266 k2 = k1;
267 k3 = 47208.60;% [N/m]
268 k4 = k3;
269 kt = k1*10; % [N/m]
270 N12 = (Mt*g*lr)/(lf+lr); % [N]

```



```

271 N34 = (Mt*g*lf)/(lf+lr); % [N]
272 N1 = N12*0.5; % [N]
273 N2 = N12*0.5; % [N]
274 N3 = N34*0.5; % [N]
275 N4 = N34*0.5; % [N]
276
277 % Capotamento do veiculo zm1:
278 figure(2)
279 subplot(2,2,1)
280 plot(t,y(:,7)*kt,'b',t,N1*ones(size(t)),'r','linewidth',1.5)
281 axis([0 Tmax -2500 2500])
282 title('Capotamento Roda 1','FontSize',12)
283 xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
284 ylabel('For a [N]','FontSize',12)
285 grid on
286 legend('For a no Pneu','For a Normal')
287
288 % Capotamento do veiculo zm2:
289 figure(2)
290 subplot(2,2,2)
291 plot(t,y(:,9)*kt,'b',t,N2*ones(size(t)),'r','linewidth',1.5)
292 axis([0 Tmax -2500 2500])
293 title('Capotamento Roda 2','FontSize',12)
294 xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
295 ylabel('For a [N]','FontSize',12)
296 grid on
297 legend('For a no Pneu','For a Normal')
298
299 % Capotamento do veiculo zm3:
300 figure(2)
301 subplot(2,2,3)
302 plot(t,y(:,11)*kt,'b',t,N2*ones(size(t)),'r','linewidth',1.5)
303 axis([0 Tmax -2500 2500])
304 title('Capotamento Roda 3','FontSize',12)
305 xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
306 ylabel('For a [N]','FontSize',12)
307 grid on
308 legend('For a no Pneu','For a Normal')
309
310 % Capotamento do veiculo zm3:
311 figure(2)
312 subplot(2,2,4)
313 plot(t,y(:,13)*kt,'b',t,N2*ones(size(t)),'r','linewidth',1.5)
314 axis([0 Tmax -2500 2500])
315 title('Capotamento Roda 4','FontSize',12)
316 xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
317 ylabel('For a [N]','FontSize',12)

```

```

318 grid on
319 legend('For a no Pneu','For a Normal')
320
321 % Simulacao roll (phi):
322 figure(3)
323 subplot(2,2,1)
324 plot(t,y(:,3)*180/pi,'b','linewidth',1.5)
325 axis([0 Tmax -10 10])
326 title('Rolagem em Curva (Roll)','FontSize',12)
327 xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
328 ylabel('Resposta roll [graus]','FontSize',12)
329 grid on
330
331 % Simulacao pitch (teta):
332 figure(3)
333 subplot(2,2,2)
334 plot(t,y(:,1)*180/pi,'b','linewidth',1.5)
335 axis([0 Tmax -10 10])
336 title('Arfagem em Curva (Pitch)','FontSize',12)
337 xlabel('Tempo [s]','FontSize',12)
338 ylabel('Resposta pitch [graus]','FontSize',12)
339 grid on
340
341 % Coordenadas pista versus raio de curvatura:
342 figure
343 plot3(data(1:end,1),data(1:end,2),zeros(size(data(1:end,1))), 'k',data(1:
    end-3,1),data(1:end-3,2),1./R,'b',data(1,1),data(1,2),0,'ro','
    LineWidth',2)
344 xlabel('Coordenada x [m]','FontSize',12)
345 ylabel('Coordenada y [m]','FontSize',12)
346 zlabel('Curvatura [m^-1]','FontSize',12)
347 grid on
348
349 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
350 % criarVideo=1, para gerar video AVI, ou criarVideo=0, para n o gerar
    video
351 criarVideo=0;
352 % Visualizacao grafica expandida para 4 for as Fy:
353 datax_visual = interp1(dd, data(1:end-3, 1), t * V);
354 datay_visual = interp1(dd, data(1:end-3, 2), t * V);
355
356 % Calculando Fy para as quatro rodas:
357 Fy1_part = y(:, 7) * kt - N1;
358 Fy2_part = y(:, 9) * kt - N2;
359 Fy3_part = y(:, 11) * kt - N3; % Adiciona Fy3
360 Fy4_part = y(:, 13) * kt - N4; % Adiciona Fy4
361

```

```

362 Fy1 = 3 * Fy1_part/max(abs(Fy1_part));
363 Fy2 = 3 * Fy2_part / max(abs(Fy2_part));
364 Fy3 = 3 * Fy3_part/max(abs(Fy3_part)); % Normaliza Fy3
365 Fy4 = 3 * Fy4_part / max(abs(Fy4_part)); % Normaliza Fy4
366
367 % Inicializando vetores para tombamento:
368 tombx1 = [];
369 tomby1 = [];
370 tombx2 = [];
371 tomby2 = [];
372 tombx3 = [];
373 tomby3 = [];
374 tombx4 = [];
375 tomby4 = [];
376 figure
377
378 % Grafico da pista e locais de tombamento:
379
380 for aux2 = 1:1:length(y)
381     % Verificando tombamento em cada roda:
382     if Fy1(aux2) >= 0
383         tombx1 = [tombx1; datax_visual(aux2)];
384         tomby1 = [tomby1; datay_visual(aux2)];
385     end
386     if Fy2(aux2) >= 0
387         tombx2 = [tombx2; datax_visual(aux2)];
388         tomby2 = [tomby2; datay_visual(aux2)];
389     end
390     if Fy3(aux2) >= -1e-6
391         tombx3 = [tombx3; datax_visual(aux2)];
392         tomby3 = [tomby3; datay_visual(aux2)];
393     end
394     if Fy4(aux2) >= 0
395         tombx4 = [tombx4; datax_visual(aux2)];
396         tomby4 = [tomby4; datay_visual(aux2)];
397     end
398
399     if isempty(tombx1) && isempty(tombx2) && isempty(tombx3) && isempty(
400         tombx4)
401         plot(data(1:end, 1), data(1:end, 2), 'k', data(1, 1), data(1, 2), '
402             go', ...
403             datax_visual(aux2), datay_visual(aux2), 'bd', 'LineWidth', 2);
404             elseif ~isempty(tombx1) && isempty(tombx2) && isempty(tombx3) &&
405                 isempty(tombx4),
406
407         plot(tombx1,tomby1,'r~',data(1:end,1),data(1:end,2),'k',data(1,1),
408             data(1,2),'go',datax_visual(aux2),datay_visual(aux2),'bd','

```

```

        LineWidth',2)
405     elseif isempty(tombx1) && ~isempty(tombx2) && isempty(tombx3) &&
        isempty(tombx4),
406
407     plot(tombx2,tomby2,'rv',data(1:end,1),data(1:end,2),'k',data(1,1),
        data(1,2),'go',datax_visual(aux2),datay_visual(aux2),'bd','
        LineWidth',2)
408     elseif ~isempty(tombx1) && isempty(tombx2) && ~isempty(tombx3)
        && ~isempty(tombx4),
409
410     plot(tombx3,tomby3,'b^',data(1:end,1),data(1:end,2),'k',data(1,1),
        data(1,2),'go',datax_visual(aux2),datay_visual(aux2),'bd','
        LineWidth',2)
411     elseif ~isempty(tombx1) && ~isempty(tombx2) && isempty(tombx3)
        && ~isempty(tombx4),
412
413     plot(tombx4,tomby4,'bv',data(1:end,1),data(1:end,2),'k',data(1,1),
        data(1,2),'go',datax_visual(aux2),datay_visual(aux2),'bd','
        LineWidth',2)
414     else
415
416     plot(tombx1,tomby1,'r^',tombx2,tomby2,'rv',tombx3,tomby3,'b^',tombx4,
        tomby4,'bv',data(1:end,1),data(1:end,2),'k',data(1,1),data(1,2),'go'
        ,datax_visual(aux2),datay_visual(aux2),'bd','LineWidth',2)
417     end
418 end
419
420
421 xlabel('Coordenada x [m]','FontSize',12)
422 ylabel('Coordenada y [m]','FontSize',12)
423 grid on
424 axis([0 700 -700 0])
425 if criarVideo==1,
426     cont1=0;
427     vidObj = VideoWriter('Pista_comSuspensao.avi');
428     open(vidObj);
429     tombx1=[];
430     tomby1=[];
431     tombx2=[];
432     tomby2=[];
433
434     for aux1=1:100:length(y),
435         cont1=cont1+1;
436         hg=figure;
437         h1=subplot(1,2,1);
438         if Fy1(aux1)>=0,
439             tombx1=[tombx1; datax_visual(aux1)];

```



```

482     tetao=10*y(aux1,3);
483     teta=[0:.1:pi]+tetao;
484     r=sqrt(36./(4*cos(teta-tetao).^2+9*sin(teta-tetao).^2));
485     hp2=polar(teta,r,'b');
486     set(hp2,'LineWidth',3)
487
488     if Fy1(aux1)<0,
489         quiver(3,0,0,Fy1(aux1),'g','LineWidth',3,'MaxHeadSize',1)
490     else
491         quiver(3,0,0,Fy1(aux1),'r','LineWidth',3,'MaxHeadSize',1)
492     end
493     if Fy2(aux1)<0,
494         quiver(-3,0,0,Fy2(aux1),'g','LineWidth',3,'MaxHeadSize',1)
495     else
496         quiver(-3,0,0,Fy2(aux1),'r','LineWidth',3,'MaxHeadSize',1)
497     end
498
499     hold off
500     title('Inclinacao x10','FontSize',14,'FontWeight','Bold')
501     text(0.5,-5,['Roll: ' num2str(round(y(aux1,3)*180/pi*10)/10)
502         ...
503         ''],'FontSize',14,'FontWeight','Bold')
504     M(cont1)=getframe(hg);
505     writeVideo(vidObj,M(cont1));
506     close
507     end
508 close(vidObj);
509 % movie(M)
510 end

```

A.4 FUNÇÃO MOVIMENTO DO MODELO DE 7 GDL

```

1 % Natan Pereira Vital dos Santos
2 % Engenharia Automotiva - UFSC
3 % 18/11/2024
4 % Funcao 'movimento_completo' com equacoes do modelo representado e
   variaveis de entrada
5 % ----- %
6 function dydt = movimento_completo_7_GDL(t,y,lf,lr,tl,tr,tb,k1,c1,m1,k2,
   c2,m2,k3,c3,m3,k4,c4,m4,kt,ms,Ix,Iy,g,Mt,hcg,V,d,R_vetor)
7
8 % Interpola o do raio de curvatura:
9 R = interp1(d,R_vetor,t*V,'spline');
10
11 % Momento rolante atuando no CG do veiculo:

```

```

12 if R<5 && R>-5,
13   Mr=0;
14 elseif R>500 && R<-500,
15   Mr=0;
16 else
17   Mr = (Mt*V^2*hcg)/R; % [N*m]
18 end
19
20
21 % Equacoes decompostas do deslocamento e velocidade do modelo:
22 zs1 = y(5)-lf*tan(y(1))+0.5*tb*tan(y(3)); % Eq. deslocamento zs1
23 zs2 = y(5)-lf*tan(y(1))-0.5*tb*tan(y(3)); % Eq. deslocamento zs2
24 zs3 = y(5)-lr*tan(y(1))-0.5*tb*tan(y(3)); % Eq. deslocamento zs3
25 zs4 = y(5)-lr*tan(y(1))+0.5*tb*tan(y(3)); % Eq. deslocamento zs4
26 zs1_ponto = y(6)-lf*y(2)*sec(y(1))^2+0.5*tb*y(4)*sec(y(3))^2; % Eq.
    velocidade Zs1
27 zs2_ponto = y(6)-lf*y(2)*sec(y(1))^2-0.5*tb*y(4)*sec(y(3))^2; % Eq.
    velocidade zs2
28 zs3_ponto = y(6)+lr*y(2)*sec(y(1))^2-0.5*tb*y(4)*sec(y(3))^2; % Eq.
    velocidade Zs3
29 zs4_ponto = y(6)+lr*y(2)*sec(y(1))^2+0.5*tb*y(4)*sec(y(3))^2; % Eq.
    velocidade zs4
30
31 % Vetor com equacoes do movimento do modelo (7 dof):
32 dydt = [
33   y(2); % Velocidade rotacional em torno do eixo y (Pitch)
34   ((k1*(zs1-y(7)) + c1*(zs1_ponto-y(8)) + k2*(zs2-y(9)) + c2*(
35     zs2_ponto-y(10))) * lf...
36   - (k3*(zs3-y(11)) + c3*(zs3_ponto-y(12)) + k4*(zs4-y(13)) + c4*(
37     zs4_ponto-y(14))) * lr ...
38   ) / Iy; % Eq. rotacao y (Pitch)
39
40   y(4); % Velocidade rotacional em torno do eixo x (Roll)
41   (0.5 * tb * (k2*(zs2-y(9)) + c2*(zs2_ponto-y(10)) - k1*(zs1-y(7)) -
42     c1*(zs1_ponto-y(8)) ...
43   - k4*(zs4-y(13)) - c4*(zs4_ponto-y(14)) + k3*(zs3-y(11)) + c3*(
44     zs3_ponto-y(12))) ...
45   + Mr) / Ix; % Eq. rotacao x (Roll)
46
47   y(6); % Velocidade vertical da massa suspensa
48   (-k1*(zs1-y(7)) - c1*(zs1_ponto-y(8)) - k2*(zs2-y(9)) - c2*(
49     zs2_ponto-y(10)) ...
50   - k3*(zs3-y(11)) - c3*(zs3_ponto-y(12)) - k4*(zs4-y(13)) - c4*(
51     zs4_ponto-y(14))) / ms; % Eq. massa suspensa
52
53   y(8); % Velocidade vertical da massa n o suspensa 1

```

```

48     (k1*(zs1-y(7)) + c1*(zs1_ponto-y(8)) - kt*y(7)) / m1; % Eq. massa
        n o suspensa 1
49
50     y(10); % Velocidade vertical da massa n o suspensa 2
51     (k2*(zs2-y(9)) + c2*(zs2_ponto-y(10)) - kt*y(9)) / m2; % Eq. massa
        n o suspensa 2
52
53     y(12); % Velocidade vertical da massa n o suspensa 3
54     (k3*(zs3-y(11)) + c3*(zs3_ponto-y(12)) - kt*y(11)) / m3; % Eq. massa
        n o suspensa 3
55
56     y(14); % Velocidade vertical da massa n o suspensa 4
57     (k4*(zs4-y(13)) + c4*(zs4_ponto-y(14)) - kt*y(13)) / m4; % Eq. massa
        n o suspensa 4
58 ];
59
60 % Variaveis de parametrizacao:
61 % y(1) = teta (pitch)
62 % y(2) = teta_ponto
63 % y(3) = phi (roll)
64 % y(4) = phi_ponto
65 % y(5) = zs (deslocamento massa suspensa)
66 % y(6) = zs_ponto
67 % y(7) = zm1 (deslocamento massa nao suspensa 1)
68 % y(8) = zm1_ponto
69 % y(9) = zm2 (deslocamento massa nao suspensa 2)
70 % y(10) = zm2_ponto
71 % y(11) = zm3 (deslocamento massa nao suspensa 3)
72 % y(12) = zm3_ponto
73 % y(13) = zm4 (deslocamento massa nao suspensa 4)
74 % y(14) = zm4_ponto

```


ANEXO A – EXTRATO DO REGULAMENTO SHELL ECO-MARATHON PARA URBAN CONCEPTS

Shell Eco-marathon
2024 Official Rules, Chapter I

Article 43: Braking



- a) Vehicles must have two hydraulic braking systems, one per axle. Brakes that act on the tyres are not permitted.
 - i. The front brake(s) must have a single foot operated pedal controlling front wheel(s).
 - ii. The rear brake(s) must have a single lever action attached to the steering wheel or a single pedal.
 - iii. For each axle, a maximum of two master cylinders is allowed, but they must act on single hydraulic circuit to ensure a proper balance between right and left wheel. One master cylinder per wheel is not allowed.
 - iv. It must be possible to activate the two brake systems at the same time without taking either hand off the steering system.
- b) The effectiveness of the braking systems will be tested during vehicle inspection. During the Technical Inspection, the whole brake system must be visible. The vehicle will be placed on a 20 percent incline with the driver inside. Each brake system will be activated separately, and each individual brake system must keep the vehicle immobile.
- c) During practice or competition runs, the brakes must be protected against any adjustments made by the driver. The effectiveness of the protection will be evaluated during technical inspection and rechecked before entering the track. In addition, vehicles will be checked at the start and/or finish area. Any system that has been compromised will invalidate that run and a penalty may be issued by the Organisers.

3C – Urban Concept Class

Article 44: Definition

The Urban Concept class offers an opportunity to design and build energy efficient vehicles that are closer in appearance to modern passenger cars. Urban Concept vehicles must comply with the specific Shell Eco-marathon rules for this vehicle class. Vehicles competing in this class will focus on “stop and go” driving.

During practice and competition driving at Shell Eco-marathon events, only the Driver is allowed inside Urban Concept vehicles, regardless of the number of seats installed.

Article 45: Dimensions

- a) The total vehicle height must be between 1000 mm and 1300 mm.
- b) The total vehicle width, excluding rear view mirrors, must be between 1200 mm and 1300 mm.
- c) The total vehicle length must be between 2200 mm and 3500 mm.
- d) The track width must be at least 1000 mm for the front axle and 800 mm for the rear axle, measured between the midpoints where the tyres touch the ground.
- e) The wheelbase must be at least 1200 mm.

- f) The Driver's compartment must have a minimum height of 880 mm and a minimum width of 700 mm at the Driver's shoulders.
- g) The vehicle body and chassis ground clearance must be at least 100 mm with the driver (and necessary ballast) in the vehicle.
- h) The maximum vehicle weight (excluding the Driver) is 225 kg.
- i) All vehicle dimensions must not be achieved by body extensions such as 'stuck-on' appendages or cut-outs.

Article 46: Vehicle Body

- a) Teams must submit technical drawings, photographs or animations of their entire vehicle design to the Organisers for approval at their earliest opportunity.
- b) The vehicle body must cover all mechanical parts when viewed from all sides. The wheels and suspension must be fully covered by the body when seen from above, and the wheels must be covered up to the axle centre line when seen from front or rear. The covering for the wheels and suspension must be a rigid, integral part of the vehicle body.
- c) Teams may NOT use commercially available vehicle body parts.
- d) Driver access must be easy and practical, as found in common passenger cars. All Urban Concept vehicles must have two doors, one in each side of the driver compartment. Each door opening must have a minimum dimension of 500 x 800 mm.

This will be verified with a rectangular template of 500 x 800 mm with 50 mm radius corners vertical or horizontal.
- e) Any access opening mechanisms must be firmly attached to the vehicle body by means of hinges or sliding rails. Adhesive tape, Velcro, or similar materials are not permitted for this purpose.
- f) The vehicle must have a fixed roof covering the Driver's compartment.
- g) A windscreen with effective wiper(s) is mandatory. Please refer to [Article 52:b](#).
- h) Space must be available for a rectangular rigid luggage with dimensions of 500 x 400 x 200 mm (L x H x W). This space must be easily accessible from the outside and must include a floor and sidewalls to hold the luggage in place when the vehicle is moving. The luggage must be supplied by the Participant and must be placed in this space during inspection and competition.
- i) Vehicle bodies must not include any external appendages that might be dangerous to other Team members; e.g. sharp points must have a radius of 50 mm or greater, alternatively they should be made of foam or similar deformable material.
- j) A towing hook or ring is mandatory at the front of the vehicle. It can be rigid or flexible (cable or strap). If it is rigid, it must be placed fully under the body for safety reasons. Alternatively, it may be retractable or removable as in a regular car but should be easily accessible. It must be used to tow the vehicle in case of breakdown on the track. It must have a traction resistance equivalent to the weight of the vehicle and have an opening width of at least 30 mm.

Article 47: Turning Radius and Steering

- a) Vehicle steering must be achieved by one system operated with both hands using a turning motion. It must be precise, with no play or delay. Steering must be operated predominately through the front wheels.

- b) Steering must be achieved using a steering wheel or sections of a wheel with a minimum diameter of 250 mm.
- c) Steering bars, tillers, joysticks, indirect or electric systems are not permitted.
- d) The turning radius must be 6 m or less. The turning radius is the distance between the centre of the circle and the external wheel of the vehicle. The external wheel of the vehicle must be able to follow a 90° arc of 6 m radius in both directions. The steering system must be designed to prevent any contact between tyre and body or chassis.
- e) The Organisers reserve the right to set up a vehicle handling course to verify the following when the vehicle is in motion: driver skills, turning radius and steering precision.

Article 48: Wheels

- a) The rims must be between 15 to 17 inches in diameter.
- b) The wheels located inside the vehicle body must be made inaccessible to the Driver by a bulkhead and must not come in contact with the chassis or body. Any handling or manipulation of the wheels is forbidden from the moment the vehicle arrives at the starting line until it crosses the finish line.

Article 49: Tyres

It is recommended to use flat profile tyres designed for small passenger cars or light trailers, round or triangular profile tyres for mopeds or motorbikes are permitted. Both tyres of an axle must be the same. Tyres must fit the rims recommended by the manufacturer and have a minimum tread of 1.6 mm in the tyre surface in contact with the ground. The tyre/rim assembly must have a width equal or greater than 80 mm, measured from tire sidewall to tire sidewall. The width is measured with the tyre fitted on its rim at its rated pressure. **Teams must not exceed the manufacturer's maximum recommended tyre pressures.**

Caution:

- *The manufacturer's size indications should not be taken as measure, as the width of the rim directly impacts the width of the rim/tyre assembly.*
- *Tyres that measure less than 80 mm will not be approved.*

Article 50: Lighting

The vehicle must have a functional external lighting system, including:

- a) Two front headlights
- b) Two front turn indicators
- c) Two rear turn indicators
- d) Two red brake lights in the rear
- e) Two red rear running lights
- f) The centre of each headlight unit must be located at an equal distance and at least 300 mm from the centre-line of the vehicle.
- g) A Hazard light function must be included in the vehicle system.

ANEXO B – ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO SHELL CONCEPT CAR



TECHNICAL SPECIFICATIONS

SPECIFICATION	
LENGTH	2.5m
WIDTH	1.35m
HEIGHT	1.6m
WEIGHT	550 kg
TURNING CIRCLE	6m
FUEL CAPACITY	22 litres
ENGINE	3 cylinder - low friction - all aluminium 4 valve variable valve-timing - 660cc capacity
POWER	43 bhp (33kw)
TORQUE	64 Nm
TRANSMISSION	Semi-auto sequential 5 speed
CHASSIS	Tubular steel with cored composite structural floor
BODY	Cd 0.29 composite body
PASSIVE SAFETY	Front and rear crush zones - occupant safety cell anti-side intrusion system
SUSPENSION FRONT	Strut & wishbone & anti rollbar. Independent
SUSPENSION REAR	Strut & V arm - iLink. Independent
FRONT WHEELS/TYRES	145 x 70 x 13" (13" x 4.52 wheels)
REAR WHEELS/TYRES	145 x 70 x 13" (13" x 4.52 wheels)
STEERING	Unassisted rack and pinion
LUGGAGE	160 - 720 litres
PERFORMANCE	
TOP SPEED	156 km/h - restricted to 145 km/h
0-62MPH	15.8 secs
ECONOMY AT 70KPH / 45MPH	107 mpg (steady speed)