

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECATRÔNICA

“ANÁLISE DE SUSPENSÃO VEICULAR PARA CARRO ELÉTRICO”

9403902 ANA CLÁUDIA MACÊDO VIANNA MIACHON

9348881 RAFAELLA PIEDADE ROKITZKI

ORIENTADOR: PROFESSOR DOUTOR MARCÍLIO ALVES

SÃO PAULO

2021

ANA CLÁUDIA E RAFAELLA

“ANÁLISE DE SUSPENSÃO VEICULAR PARA CARRO ELÉTRICO”

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo como parte dos requisitos para obtenção do título de Graduação em Engenharia Mecatrônica.

ORIENTADOR: PROFESSOR DOUTOR MARCÍLIO ALVES

SÃO PAULO

2021

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Marcílio Alves pelo apoio e pela orientação ao longo do trabalho.

Aos professores da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo por todo o conhecimento passado.

Aos nossos familiares e amigos pela compreensão e apoio nesta jornada.

RESUMO

Considerando o cenário atual, em que o carro elétrico tem se mostrado uma opção viável para substituir os veículos à combustão devido a evolução da qualidade das baterias e a necessidade de diminuição do uso de combustíveis fósseis, o Grupo de Mecânica dos Sólidos e Impacto em Estruturas (GMSIE) da USP em 2014 criou o Automóvel Urbano Seguro (AUS). O escopo deste trabalho é a análise de uma suspensão veicular para carro elétrico, tomando como base o modelo do AUS que propõe o uso do motor elétrico conectado diretamente às rodas traseiras.

Com esse objetivo, apresentamos o desenvolvimento matemático para $\frac{1}{4}$ do carro, $\frac{1}{2}$ carro e o carro inteiro, e optamos pelo uso do modelo clássico ($\frac{1}{4}$) para as simulações. Partindo desse modelo matemático fizemos simulações e definimos, com base nos menores valores de pico e tempos de estabilização, os seguintes parâmetros da suspensão: k igual a 22 N/mm e c igual a 1,23 N.s/mm para a suspensão traseira e k igual a 31 N/mm e c igual a 1,77 N.s/mm para a suspensão dianteira.

Por fim, com a finalidade de entender a influência da geometria da suspensão na estabilidade do veículo, fizemos as simulações - utilizando os coeficientes definidos a partir do modelo matemático - do modelo desenvolvido usando o software Adams/View para entradas senoidal e SWEEP.

Essas simulações para vários tipos de carregamento nos permitiram concluir que a suspensão está projetada adequadamente e poderá ser utilizada no futuro adaptada à estrutura de um veículo elétrico leve.

Palavras-chave – Suspensão veicular; carro elétrico; motor na roda.

ABSTRACT

Considering the current scenario, where electric cars are becoming a viable alternative to replace internal combustion vehicles as a result of both the evolution of batteries and the need to reduce fossil fuels consumption, USP's Solid Mechanics and Impact on Structures Group (GMSIE) created the Automóvel Urbano Seguro (Safe Urban Automobile) in 2014. The scope of this work is the analysis a vehicular suspension for an electric car using the Safe Urban Automobile model, which connects electric motors directly to the rear wheels, as a reference.

With this objective, we present the mathematical development for quarter car, half car and full car and we chose to use the classic model (quarter car) to the simulations. Starting from this mathematical model, simulations approvals and we defined, based on the lowest peak values and stabilization times, the following suspension parameters: k equal to 22 N / mm and c equal to 1.23 Ns / mm for the rear suspension and k equal to 31 N / mm and c equal to 1.77 Ns / mm for the front suspension.

Finally, in order to understand the influence of suspension geometry on vehicle stability, we performed simulations - using coefficients defined from the mathematical model - of the model developed using Adams/View software for sinusoidal and SWEEP inputs.

These simulations for various types of loading allow us that a suspension is designed and can be leveraged in the future adapted to the structure of a light electric vehicle.

Keywords – Vehicle suspension; electric car; electric motor on the wheel.

SUMÁRIO

1. Introdução.....	7
1.1. AUS - Automóvel Urbano Seguro.....	9
2. Objetivos.....	12
3. História da suspensão.....	12
4. Tipos de suspensão.....	14
5. Estado da arte.....	19
6. Metodologia.....	21
7. Modelagem.....	21
8. Projeto da suspensão.....	27
9. Simulação.....	29
9.1. Simulação numérica.....	30
9.2. Simulação Adams/View.....	37
10. Análise dos Resultados.....	46
11. Conclusões.....	47
Referências.....	49
Apêndice A.....	52
Apêndice B.....	54
Apêndice C.....	55

1. Introdução

A história do carro elétrico começa no século XIX e está ligada à história das baterias que começam a ser desenvolvidas a partir de 1859 com a criação da primeira bateria de chumbo e ácido. Já em 1880, esse equipamento começou a ser utilizado em países como França, EUA e Reino Unido em diversos veículos elétricos que foram sendo desenvolvidos [5].

Em 1885 a Mercedes Benz apresentou o primeiro motor à combustão e, já na virada do século XIX, três tecnologias de propulsão competiam nesse mercado (carro elétrico, à vapor e à combustão). Em 1912, dos 4 mil automóveis registrados em Nova York, 20% eram elétricos. No entanto, a praticidade do automóvel à combustão, associada, principalmente, à autonomia para percorrer maiores distâncias, bem como a diminuição do custo de produção dos carros à combustão fez com que o uso de carros elétricos sofresse uma grande queda [5].

Além disso, as baterias apresentavam baixa eficiência e haviam problemas de distribuição de energia elétrica. Para compensar esses problemas, em 1903, surgiam os carros híbridos, mas a predominância do motor à combustão se manteve e só voltou a ser questionada após a década de 1960, quando questões ambientais fizeram com que os automóveis elétricos retornassem como alternativa. Nessa época a gasolina era uma das principais fontes de poluição nas grandes cidades devido à presença de chumbo no combustível e à falta de catalisadores nos automóveis [5].

Associado a isso, alguns fatos importantes do período também apontavam para a necessidade de se obter novas fontes de energia. A crise do petróleo em 1973 mostrou a fragilidade de uma economia extremamente dependente do petróleo, colaborando ainda mais para a conscientização da necessidade de se buscar fontes alternativas de energia. No entanto, nem os carros elétricos nem os carros híbridos tinham condições de competir no mercado com os veículos à combustão [5].

Na década de 1980, com o avanço da temática de redução da poluição, o desenvolvimento dos veículos elétricos tomou força. Entre os desenvolvimentos feitos nesse período, citamos o modelo Gurgel Itaipu E400, desenvolvido pela Gurgel Motores S/A, uma empresa brasileira fundada pelo empresário e Engenheiro Politécnico João Augusto Amaral Gurgel [17]. O desenvolvimento

dos veículos elétricos se intensifica na década de 1990 com a mobilização dos países desenvolvidos para a redução do uso de energia fóssil e a busca por fontes sustentáveis [5].

Nesse cenário, grandes montadoras – como a Honda e a General Motors - começam a desenvolver veículos elétricos comercialmente viáveis. Na contramão, grandes companhias de petróleo (como Exxon, Shell e Texaco) financiavam campanhas contrárias a esses veículos [5].

Em 1997 a Toyota lançou o *Prius* híbrido no mercado Japonês e em 1999 a Honda lançou nos EUA o *Insight*. Pouco tempo depois, em 2000, a Toyota introduziu com sucesso o *Prius* híbrido no mercado norte-americano. Outros híbridos foram lançados com sucesso no mercado norte-americano depois disso [5].

Com o forte incentivo do governo dos Estados Unidos para que novas tecnologias fossem desenvolvidas de modo a diminuir a dependência econômica do país em relação à importação de petróleo e com grandes investimentos públicos o mercado seguiu crescendo com sucesso [5].

O exposto acima mostra que os carros elétricos e híbridos não são uma novidade no mercado, mas ao longo de quase 80 anos não conseguiram competir nesse meio. Além disso, a importância do carro elétrico em alguns países supera a questão ambiental, sendo uma questão de autonomia energética.

No Brasil, considerando a capacidade energética do país e o uso de fontes renováveis, o carro elétrico poderia ser importante do ponto de vista estratégico e ambiental. Nesse sentido, o *Grupo de Mecânica dos Sólidos e Impacto em Estruturas (GMSIE)* da USP, em 2014, com o intuito de propor uma solução alternativa para alguns dos problemas de mobilidade urbana e de sustentabilidade enfrentados atualmente, criou o *Automóvel Urbano Seguro (AUS)* - Figura 1 -, um automóvel totalmente elétrico.



Figura 1 – Conceito do AUS (Fonte: Orientador Prof. Dr. Marcílio Alves)

1.1. AUS - Automóvel Urbano Seguro

O AUS é um projeto de veículo elétrico (VE) compacto desenvolvido para atender as demandas de mobilidade de grandes centros urbanos. Possui assento para dois ocupantes e espaço de carga para compras e transporte de bagagens pequenas [6].

A concepção inicial na tese de doutorado de Lima, A. (Figura 2) [13] teve os seguintes parâmetros como objetivo, que foram adotados considerando o uso no dia-a-dia de uma pessoa numa cidade grande.

- Autonomia de 100 km.
- Velocidade de cruzeiro de 90km/h.
- Espaço para pequenas bagagens e dois ocupantes.

Além disso, foi idealizado para atender as regulamentações internacionais de segurança veicular em colisão, garantindo a segurança dos ocupantes e de pedestres [13].

O primeiro design do AUS contava com um *Body In White* (BIW), no qual o veículo tem o corpo de estrutura tubular e não possui suspensão ou outros subsistemas, visando a redução de peso [13].

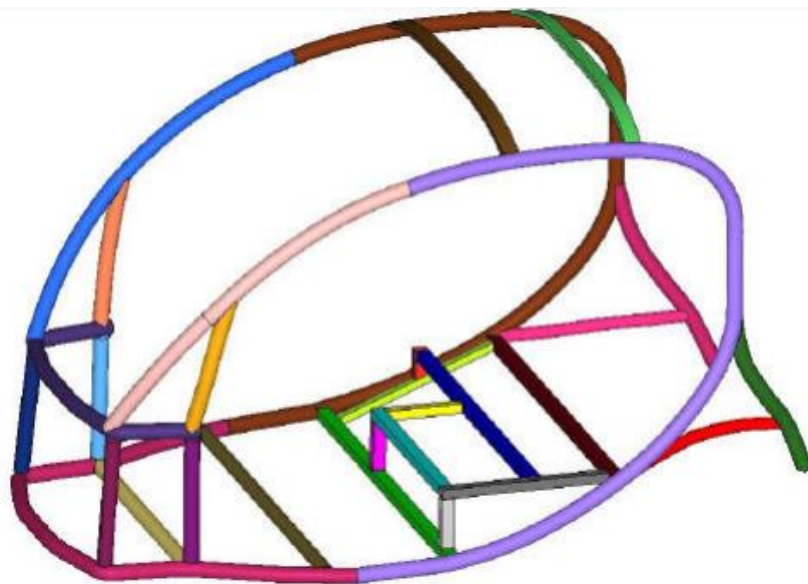


Figura 2 - BIW inicial do AUS. (Fonte: de Lima, A., 2016)

Após algumas simulações o autor constatou que seriam necessárias duas *crash boxes*, uma na dianteira e outra na traseira para maior efetividade de absorção de energia no impacto. Também foi desenvolvida uma coluna B e portas dianteiras com reforços internos tubulares, para minimizar a intrusão da barreira no interior do veículo em caso de colisão lateral (Figura 3) [13].



Figura 3 - AUS após primeiras modificações. (Fonte: de Lima, A., 2016)

O objetivo de projetar um veículo elétrico compacto com menos de 500 kg que atendesse as regulações das Nações Unidas de desempenho em *crash* foi alcançado nesse primeiro momento do desenvolvimento do AUS [13].

Após essa concepção um protótipo foi construído. Durante a fabricação, constatou-se que o projeto de Lima, A. [13] não poderia ser fabricado, uma vez que o fabricante não era capaz de deformar os tubos da estrutura em três

dimensões como projetado, somente em um plano. Foram feitos os ajustes necessários para viabilizar a construção. A Figura 4 traz uma imagem do protótipo após os ajustes.



Figura 4 - Protótipo construído. (Fonte: Duarte, M. R. G, 2020)

Posteriormente, Duarte, M. R. G [6] desenvolveu um modelo CAD para contemplar as mudanças em dimensões e formas que ocorreram na construção do protótipo, mostrado na Figura 5.

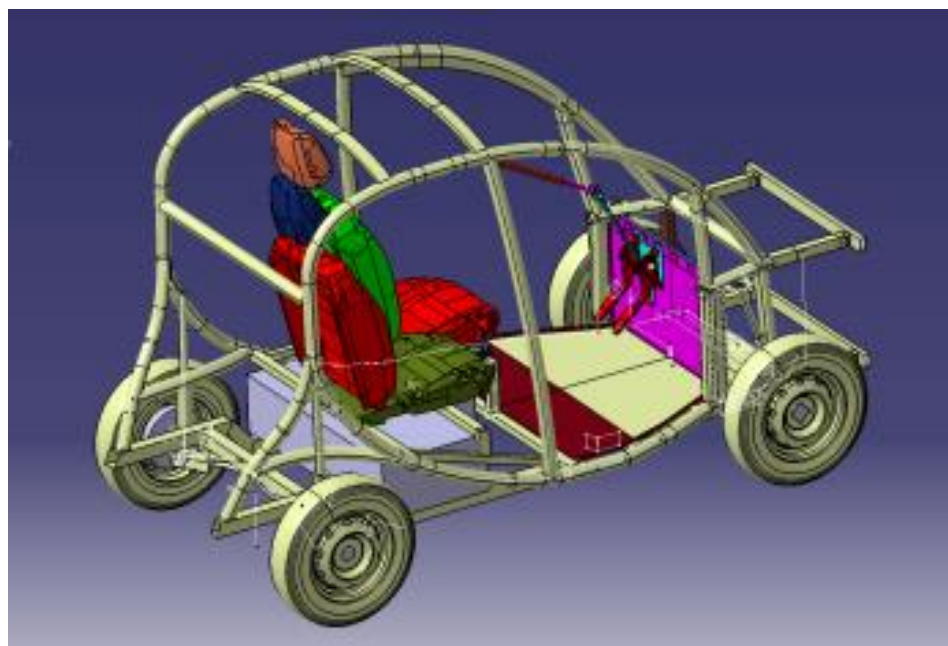


Figura 5 - Novo modelo CAD do AUS. (Fonte: Duarte, M. R. G, 2020)

No projeto atual, que está sendo desenvolvido por Duarte, M. R. G [6], o veículo conta com duas baterias como fontes de energia: uma principal – fixa – e outra secundária – móvel. As baterias estão localizadas sob o assento dos ocupantes, reduzindo assim a altura do centro de gravidade do veículo, garantindo maior estabilidade.

Com relação a suspensão, Duarte, M. R. G [6] optou, inicialmente, por utilizar a suspensão do Fiat UNO devido à compatibilidade de tamanho e às massas similares [6].

Por fim, a propulsão do veículo é proveniente de dois motores elétricos que estão ligados diretamente às rodas traseiras. Isso faz com que um sistema convencional de suspensão de automóveis de passeio não seja o indicado, em função do aumento da massa não suspensa, que impacta principalmente a dirigibilidade do veículo em manobras transientes [19]. O uso de uma suspensão que não atenda às necessidades do projeto pode acarretar sérios problemas de estabilidade, enquanto que uma suspensão bem dimensionada garante não só estabilidade como também o conforto dos passageiros.

A motivação desse trabalho surge da necessidade de definir os parâmetros adequados afim de obtermos uma suspensão que seja compatível com o AUS, que assegure dirigibilidade, estabilidade e conforto ao veículo.

2. Objetivos

Partindo dos pontos apresentados no capítulo 1, o objetivo do trabalho é realizar uma revisão bibliográfica e análise dos modelos de suspensão veicular disponíveis, bem como escolher coeficientes de mola e amortecedor, a partir de parâmetros de projeto e simulações, para uma suspensão que seja adequada às necessidades de carros elétricos urbanos com motores conectados diretamente às rodas, em especial para o AUS.

3. História da suspensão

A suspensão veicular mais antiga de que se tem registro data do século VIII, com suspensões rudimentares baseadas em correntes de ferro que equipavam os carros de boi dos reis (Figura 6) [3].



Figura 6 - Carro de boi de barro - 1000-2000 a.C. (Fonte: Kennett , B., 2000)

Já no século XV, quando as carruagens se tornaram populares, as correntes foram substituídas por tiras de couro e somente no século XVII, com o surgimento da mola metálica e dos feixes de mola, as suspensões das carruagens passaram a ser mais próximas das encontradas nos veículos atuais [3].

Daqueles tempos até o estabelecimento desse sistema como conhecemos hoje, muitos materiais e formas diferentes de construção foram estudados e empregados. Construções com feixes de molas, espirais e barras de torção, além de diferentes materiais como couro, aço, borracha e ar. Novas soluções foram sendo buscadas, pois os problemas de suspensão se tornaram mais complexos com o aumento da velocidade dos carros [3].

Um sistema de suspensão eficiente visa maximizar o conforto dos ocupantes e garantir a maior estabilidade possível ao veículo em rodagem. Contudo, essas metas são conflitantes, e o projeto de uma suspensão mecânica visa encontrar equilíbrio entre conforto e estabilidade [2].

A busca por superar algumas das restrições impostas por essa relação de compromisso entre dirigibilidade e conforto, levou os projetistas a desenvolverem as suspensões eletrônicas para o mercado automotivo no início dos anos 1960, como as suspensões hidropneumáticas introduzidas pela Citroën [3].

A introdução de eletrônicos abriu caminho para a suspensão adaptativa, que teve o ápice de sua evolução na década de 1980, junto com o início do desenvolvimento de microcontroladores embarcados. A possibilidade de uma suspensão totalmente ativa atraiu o interesse tanto das equipes de Fórmula 1, quanto de fabricantes de automóveis comerciais. [2]

Nesse período, mostrou-se possível a substituição do clássico sistema de mola e amortecedor por um atuador hidráulico de ação rápida controlado

eletronicamente. Porém, os custos elevados, os sistemas hidráulicos volumosos e pouco confiáveis, além de incertezas quanto a questões de segurança fizeram com que a suspensão eletrônica totalmente ativa não tivesse um longo tempo de vida. No início de 1990 esse sistema foi proibido nas competições da Fórmula 1, e nunca gerou um impacto significativo no mercado de veículos de produção em massa.

Uma nova tendência surgiu buscando substituir os sistemas hidráulicos que estavam sendo desenvolvidos até então. Essa solução foi denominada suspensão semiativa e se mostrou vantajosa ao conciliar melhor o compromisso entre custo - de componentes, peso, consumo de energia – e desempenho - conforto, segurança, dirigibilidade. Nesse modelo, o amortecimento é variável e controlado eletronicamente. [2]

4. Tipos de suspensão

Uma suspensão é constituída, essencialmente, por 3 partes: um elemento de mola, um elemento de amortecimento (normalmente hidráulico) e um conjunto de elementos mecânicos que fazem a junção entre a parte suspensa e a não suspensa, como apresentado na Figura 7 [1]. Do ponto de vista mecânico, uma suspensão adequada funciona como um filtro que atenua os efeitos das irregularidades da pista, garantindo a estabilidade do veículo e o conforto citados anteriormente.

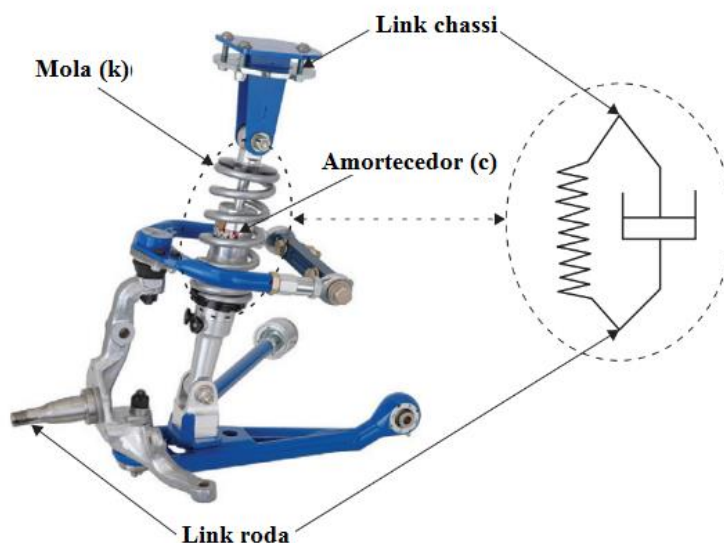


Figura 7 – Esquema clássico de uma suspensão (Fonte: Savaresi, S. M. et al, 2010)

Sendo assim, uma suspensão deve: fornecer ao veículo as condições necessárias para manter sua estabilidade diante de um certo limite de irregularidades na pista, “isolando” o chassi da estrada, mas ao mesmo tempo mantendo os pneus em contato com a pista, além de resistir ao rolamento do chassi, reagir às forças produzidas pelo contato entre os pneus e a pista - forças longitudinais (geradas por aceleração e frenagem) e laterais (que surgem nas curvas) e torques de frenagem [7].

De um modo geral, suspensões podem ser classificadas quanto a sua forma construtiva (como de eixo rígido ou independentes) e quanto a sua forma de responder aos estímulos externos (como passivas, semiativas ou ativas).

Considerando a forma construtiva, temos que as suspensões independentes (Figura 8) são aquelas em que as rodas não estão ligadas por uma estrutura rígida, evitando a transferência de movimento entre as rodas, melhorando assim o conforto [8].

São exemplos de suspensões independentes:

- *Trailing Arm* dianteira (Figura 8): usada na época da Segunda Guerra Mundial pela Volkswagen e pela Porsche, é uma das mais simples e econômicas suspensões dianteiras independentes, essa configuração utilizava barras de comprimentos iguais torcionadas que funcionam como mola [7];

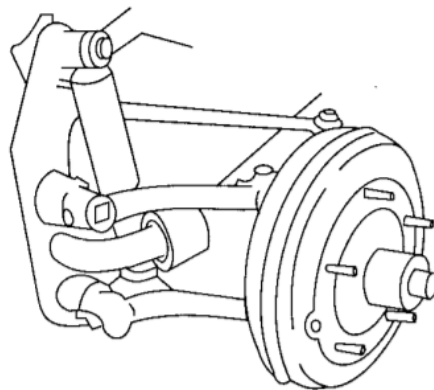


Figura 8 - Suspensão Trailing arm dianteira independente (Fonte: GILLESPIE, 1992, p. 242)

- SLA (*short-long arm*): comumente usadas em carros americanos após a Segunda Guerra Mundial, usava dois braços laterais de tamanhos diferentes para segurar o volante, de modo semelhante à *Trailing Arm*,

como pode ser visto na Figura 9. Bem adaptada para carros com motor dianteiro e tração traseira e mais indicada para veículos que apresentam uma estrutura separada, que facilita a montagem [7];

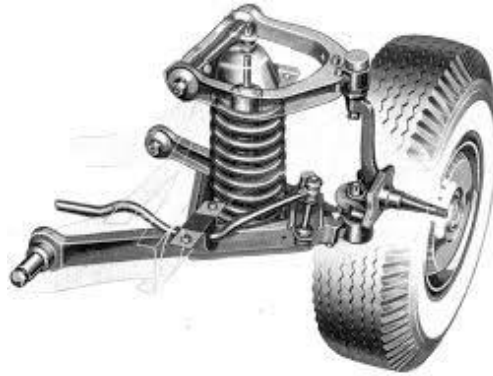


Figura 9 – Suspensão SLA (Fonte: GILLESPIE, 1992, p. 243)

- *MacPherson* (Figura 10): é muito usada em carros de tração dianteira pelas vantagens oferecidas a motores transversais e facilidade de montagem, sendo mais adequada para veículos monoblocos devido à sua construção que consiste num amortecedor que é fixado na parte inferior, diretamente na manga de eixo e na parte superior, fixada à carroceria ou chassi. Apesar disso, seu uso implica a necessidade de uma maior altura na parte frontal do veículo, o que pode ser uma desvantagem [7].

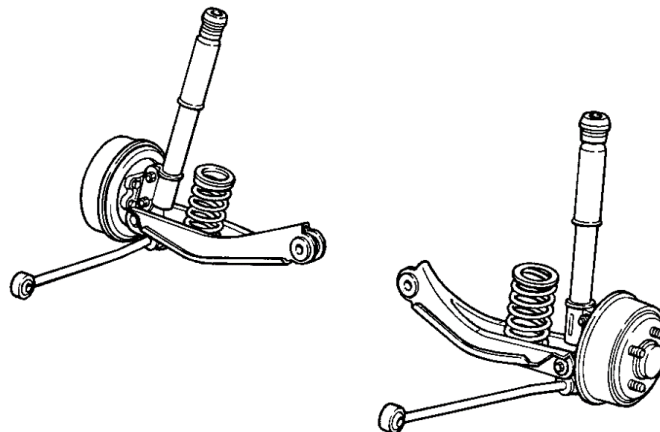


Figura 10 – MacPherson (Fonte: GILLESPIE, 1992, p. 244)

- *Multi-link* (Figura 11): se tornaram populares no fim do século XX, são caracterizadas pelo uso de conexões junta esférica nas extremidades das

ligações, eliminando momentos fletores e tornando a suspensão independente;

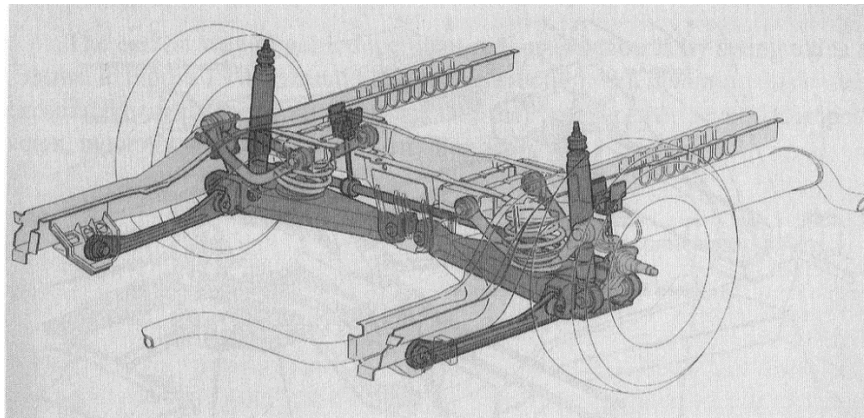


Figura 11 – Multi-link (Fonte: GILLESPIE, 1992, p. 245)

- Semi-trailing arm: foi popularizada pela BMW e pela Mercedes-Benz. Seu eixo pivô costuma ser disposto num ângulo de 25 graus, atravessando o carro, como indicado na Figura 12 [7].

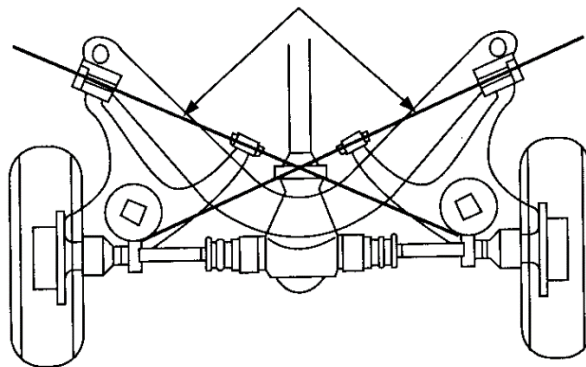


Figura 12 - Semi-trailing arm (Fonte: GILLESPIE, 1992, p. 246)

Já as suspensões de eixo rígido são montadas nas extremidades de uma viga rígida, de modo que os movimentos das rodas acabam sendo transmitidos entre si. Geralmente, essa estrutura é utilizada em veículos que necessitam de maiores capacidades de carga – como caminhões pesados e veículos com tração nas quatro rodas -, apesar de também ser utilizada na parte traseira de muitos carros [7].

Dentre os principais exemplos de suspensões de eixo rígido, temos:

- *Hotchkiss*: costumava ser usada nos anos 60 em carros de passeio, é a suspensão de eixo rígido com a forma mais conhecida, composta por um par de molas semielípticas montadas longitudinalmente em um eixo rígido

(Figura 13), sendo uma das formas mais simples e mais baratas entre todas as suspensões. Contudo, seu uso comprometia a estabilidade e o conforto do veículo [7].



Figura 13 - Suspensão traseira Hotchkiss (Fonte: GILLESPIE, 1992, p. 239)

- *Four link* (Figura 14): é bastante usada em carros maiores e que possuam tração traseira, comumente seu projeto apresenta duas barras superiores (absorvem forças de frenagem ou aceleração e forças laterais) e duas barras inferiores (fornecem o controle longitudinal do eixo) [7].

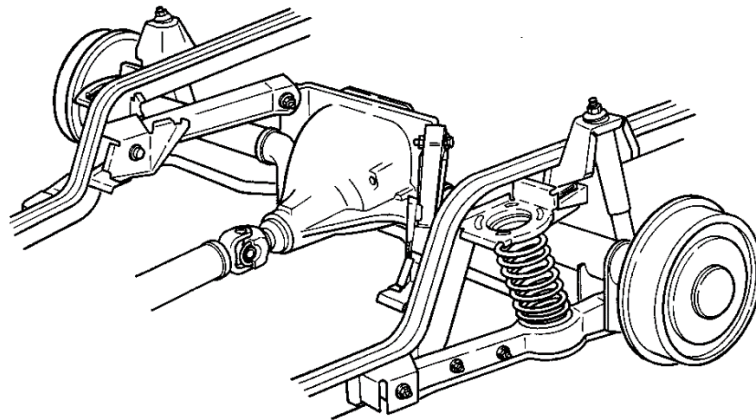


Figura 14 - Suspensão *four link* (Fonte: GILLESPIE, 1992, p. 240)

Considerando agora a forma como as suspensões respondem aos estímulos externos, temos que as suspensões passivas consistem em uma mola e um amortecedor com coeficientes de amortecimento constantes, podendo ou não ter ajuste manual, ou seja, não há um atuador “impondo” um ajuste, os elementos são puramente mecânicos [2]. As suspensões semiativas, por sua vez, têm amortecedores capazes de alterar o coeficiente de amortecimento, mas não de adicionar energia ao sistema [2].

Por fim, temos as suspensões ativas, que utilizam dispositivos que geram forças ativas para ajustar os coeficientes de amortecimento por meio de dados obtidos por sensores acoplados ao veículo. Esse tipo de suspensão pode incluir molas que auxiliam no suporte do peso do carro [2].

5. Estado da arte

Com base no que foi exposto nos tópicos anteriores, apresentaremos um compilado do estado da arte atual no que se refere a suspensões veiculares.

A problemática que motiva os trabalhos aqui citados nem sempre corresponde perfeitamente ao objetivo de nosso trabalho, tendo em vista que o projeto de suspensão de um veículo elétrico com os motores instalados nas rodas difere, em termos de dimensionamento dos componentes, do padrão dos veículos à combustão, onde o elemento motriz é localizado na dianteira ou na traseira.

Contudo, a consulta bibliográfica em relação ao estado da arte, tanto dos veículos disponíveis comercialmente, quanto dos veículos de alta performance à combustão é de suma importância, uma vez que os elementos dessas tecnologias, soluções e arranjos de suspensão servirão de base para o nosso projeto.

Niculescu, A. I. et al [2], apresenta uma revisão das soluções de suspensão utilizadas em veículos urbanos (focando nos componentes da suspensão), apresentando características de amortecimento e comparando vantagens e desvantagens, concluindo que há uma evolução permanente de todas as categorias, fazendo com que suspensões passivas com válvulas de amortecimento inteligentes se aproximem em termos de performance de suspensões semiativas e que estas, por sua vez, quando equipadas com corretores de *trim*, se aproximem das suspensões ativas.

Carreirão, C. [12], analisa o comportamento de um ônibus trafegando por uma pista reta com excitações provenientes das irregularidades do pavimento considerando as não linearidades das molas e dos amortecedores da suspensão para esse modelo e o comportamento dinâmico de um ônibus executando manobras direcionais em uma pista plana com as considerações de não

linearidades das forças de frenagem e laterais, mostrando como essas variáveis afetam a estabilidade do veículo.

Bravo, D. M. et al [10], partindo do modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo, comparou modelos com acréscimo de massa não suspensa (levando em conta o acoplamento do motor elétrico diretamente na roda) ao modelo padrão (veículo convencional de passeio) e mostrou que o aumento da massa não suspensa pode gerar a perda de contato do pneu com o solo e propõe, como forma de atenuar esse efeito, o aumento do amortecimento do sistema que, por sua vez, prejudicaria a sensação de conforto dos passageiros.

Demboski, F. R. [9], utilizando o modelo de $\frac{1}{2}$ motocicleta, analisou a viabilidade da utilização do conjunto mola-amortecedor de motocicletas em veículos minimalistas urbanos por meio de simulações que consideraram tanto aspectos dinâmicos quanto aspectos estáticos do veículo minimalista em questão, concluindo que os requisitos de estabilidade e conforto poderiam ser atingidos se fossem utilizados 4 conjuntos de amortecedores e molas (e não os 2 geralmente empregados em motocicletas).

Iezzo, R. [4], faz a caracterização de um sistema de amortecimento passivo variável controlado remotamente e estabelecendo a lógica de controle, de modo a otimizar a relação entre estabilidade e conforto (problema também abordado, ainda que de modo superficial, por Demboski, F. R. [9], e por Bravo, D. M. et al [10]). A suspensão semiativa proposta se mostrou bastante viável, além de apresentar possibilidade de competir no mercado. O trabalho apresenta ainda questões relacionadas às normas e a dificuldade de se quantificar o conforto relacionado a uma determinada solução de amortecimento.

Dukalski, P. et al, [14], fez uma análise dinâmica da suspensão traseira de um Fiat Panda III com motores elétricos montados nas rodas traseiras e, a partir de simulações de elementos finitos também utilizando o modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo e comparando com os dados coletados em testes com o veículo instrumentado, concluindo que, tanto na simulação quanto no experimento, a montagem de motores elétricos nas rodas aumenta a massa não suspensa do veículo, diminuindo

a amplitude de deslocamentos, velocidades e acelerações medidos no centro da roda.

Com base nos trabalhos de Dukalski, P. et al [14] e Bravo, D. M. et al [10], apresentados acima, podemos dizer que o uso dos motores diretamente nas rodas insere um problema ao sistema, uma vez que suspensões geralmente utilizadas em carros convencionais não são projetadas para suportar peso extra diretamente nas rodas, mostrando a necessidade da obtenção de soluções mais alinhadas ao sistema em questão. Além disso, Niculescu, A. I. et al [12], mostra um caminho para a escolha de uma solução mais adequada ao nosso modelo, uma vez que apresenta vantagens e desvantagens de suspensões utilizadas em veículos urbanos.

6. Metodologia

O principal requisito do projeto é o desenvolvimento de uma suspensão veicular que permita a um automóvel elétrico com os motores montados diretamente nas rodas traseiras ter dirigibilidade, estabilidade e conforto, o que dificilmente seria obtido com uma suspensão usada em um carro comum, uma vez que as suspensões utilizadas em veículos à combustão não são dimensionadas considerando uma massa extra nas rodas.

Para isso, utilizaremos suspensões independentes passivas do tipo MacPherson nas quatro rodas, sendo um par para as rodas dianteiras e outro par para as rodas traseiras. A escolha de suspensões independentes é justificada pelo exposto no capítulo 3 com relação aos seus resultados em termos de conforto. Já a escolha pelo uso de sistemas passivos se deu por seu menor custo.

O modelo de suspensão que será escolhido para cada par de rodas levará em consideração o espaço disponível na estrutura do veículo, assim como a massa não suspensa de cada situação, sendo a da traseira maior do que a da dianteira, devido aos motores.

Em seguida desenvolveremos o modelo matemático. E, por fim, faremos simulações de modo a validar o modelo obtido.

7. Modelagem

Partiremos, inicialmente, do modelo clássico, amplamente utilizado na literatura, apresentado na Figura 15 - que considera ¼ de veículo - para análise da suspensão.

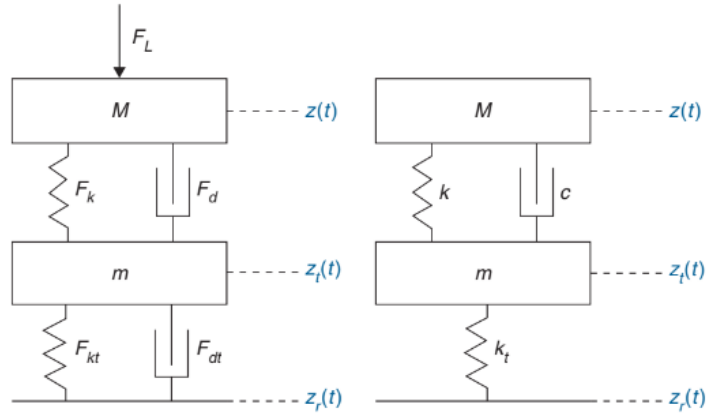


Figura 15 – Modelo de ¼ de carro - forma geral (esquerda) e forma simplificada (direita) (Fonte: Savaresi , S. M. et al, 2010, p. 42).

O diagrama apresentado na Figura 15 pode ser modelado, de modo simplificado, da seguinte maneira [1]:

$$\begin{cases} M \ddot{z}(t) = F_k(t) + F_d(t) + F_L(t) - Mg \\ m \ddot{z}_t(t) = -F_k(t) - F_d(t) + F_{kt}(t) + F_{dt}(t) - mg \end{cases} \quad (I)$$

Onde,

- $F_k(t)$ representa a força da mola;
- $F_d(t)$ é a força do amortecedor;
- $F_{kt}(t)$ é a força de rigidez do pneu
- $F_{dt}(t)$ representa a força de amortecimento do pneu;
- $z(t)$ representa a posição vertical do chassi;
- $z_t(t)$ representa a posição vertical da roda;
- $z_r(t)$ representa distúrbios da estrada;
- $F_r(t)$ representa distúrbios de carga vertical, que também será desconsiderado no modelo ($F_r(t) = 0$).
- M representa a massa do chassi (massa suspensa)
- m representa a massa das rodas (massa não suspensa)

Substituindo $F_{kt}(t)$ e $F_k(t)$ pelas respectivas equações de molas lineares e $F_d(t)$ pela equação de um amortecedor e, por fim, rearranjando a equação, temos [1]:

$$\begin{cases} M \ddot{z}(t) = -k(z(t) - z_t(t) - L) - c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) - Mg \\ m \ddot{z}_t(t) = k(z(t) - z_t(t) - L) + c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) - k_t(z_t(t) - z_r(t) - R_t) - mg \end{cases} \quad (\text{II})$$

Onde,

- k , rigidez da mola;
- L , comprimento da mola;
- k_t , rigidez do pneu;
- R , o comprimento (ou raio) do pneu;

Podemos verificar que os pontos de equilíbrio são dados por [1]:

$$\begin{cases} -k(z^{eq} - z_t^{eq} - L) - Mg = 0 \\ k(z^{eq} - z_t^{eq} - L) - k_t(z_t^{eq} - z_r^{eq} - R_t) - mg = 0 \end{cases} \quad (\text{III})$$

De modo que [1],

$$\begin{bmatrix} z^{eq} \\ z_t^{eq} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L - \frac{Mg}{k} + R_t - \frac{(M+m)g}{k_t} \\ R_t - \frac{(M+m)g}{k_t} \end{bmatrix} \quad (\text{IV})$$

O modelo LIT da suspensão apresentada na Figura 15 é dado pelas seguintes equações [1]:

$$\begin{cases} M \ddot{z}(t) = -k(z(t) - z_t(t)) - c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) - Mg \\ m \ddot{z}_t(t) = k(z(t) - z_t(t)) + c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) - k_t(z_t(t) - z_r(t)) - mg \end{cases} \quad (\text{V})$$

E seu espaço de estados pode ser representado do seguinte modo [1]:

$$\begin{bmatrix} \ddot{z} \\ \dot{z} \\ \ddot{z}_t \\ \dot{z}_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{c}{M} & -\frac{k}{M} & \frac{c}{M} & \frac{k}{M} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{c}{m} & \frac{k}{m} & -\frac{c}{m} & \frac{-k-k_t}{m} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z} \\ z \\ \dot{z}_t \\ z_t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{k_t}{m} \\ 0 \end{bmatrix} z_r \quad (\text{VI})$$

Com base no espaço de estados apresentado na equação VI, podemos descrever a seguinte função de transferência [1]:

$$F_Z(s) = \frac{Z(s)}{Z_r(s)} = \frac{(ck_t)s + k_tk}{(Mm)s^4 + (cm + cM)s^3 + (Mk + mk + Mk_t)s^2 + (ck_t)s + k_tk} \quad (\text{VII})$$

Na equação (VIII) são apresentados os pontos invariantes em relação ao coeficiente de amortecimento para suspensões passivas, obtidos a partir da função de transferência e considerando $s = j \omega$ [1].

$$\begin{cases} \omega_1 = 0 \\ \omega_2 = \frac{1}{mM\sqrt{2}} \sqrt{mM(Mk_t + 2Mk + 2mk - \alpha)} \\ \omega_3 = \sqrt{\frac{k_t}{m}} \\ \omega_4 = \frac{1}{mM\sqrt{2}} \sqrt{mM(Mk_t + 2Mk + 2mk + \alpha)} \end{cases} \quad (\text{VIII})$$

Onde,

$$\alpha = \sqrt{4m^2k^2 - 4mkMk_t + 8Mk^2m + M^2k_t^2 + 4M^2kk_t + 4M^2k^2} \quad (\text{IX})$$

A deflexão estática da suspensão devido à massa suspensa (M) é dada por Mg/k e é um indicativo da capacidade da suspensão de isolar a massa suspensa de vibrações, sendo que quanto menor a frequência natural, melhor será o isolamento e, conseqüentemente, maior será a deflexão. É comum em projetos de suspensão que a constante elástica da mola (k) seja fixada de modo que a frequência natural da massa suspensa fique por volta de 1 Hz [15].

A frequência natural é dada por [7]:

$$\omega_{n_1} = 0,159 \sqrt{\frac{k_s k_t}{(k_s + k_t)M}} \quad (\text{X})$$

$$\omega_{n_2} = 0,159 \sqrt{\frac{k_s + k_t}{M}} \quad (\text{XI})$$

Considerando agora o modelo de $\frac{1}{2}$ veículo (pitch) da Figura 16:

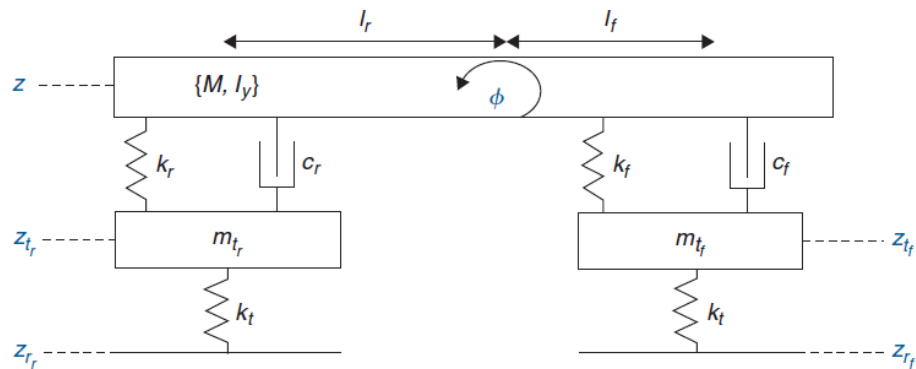


Figura 16 – modelo pitch de $\frac{1}{2}$ veículo (Fonte: Savaresi , S. M. et al, 2010, p. 56)

O modelo de $\frac{1}{2}$ veículo é interessante quando se quer analisar o comportamento do veículo durante situações de aceleração ou frenagem. As equações para modelo da Figura 16 são [1]:

$$\begin{cases} \ddot{z} = 0 - k_f(z_f - z_{tf}) - k_r(z_r - z_{tr}) - c_f(\dot{z}_f - \dot{z}_{tf}) - c_r(\dot{z}_r - \dot{z}_{tr}) \\ m_{tf}\ddot{z}_{tf} = k_r(z_f - z_{tf}) + c_f(\dot{z}_f - \dot{z}_{tf}) - k_t(z_{tf} - z_{rf}) \\ m_{tr}\ddot{z}_{tr} = k_r(z_r - z_{tr}) + c_r(\dot{z}_r - \dot{z}_{tr}) - k_t(z_{tr} - z_{rr}) \\ I_y\ddot{\phi} = I_f(k_f(z_f - z_{tf}) + c_f(\dot{z}_f - \dot{z}_{tf})) - I_r(k_r(z_r - z_{tr}) + c_r(\dot{z}_r - \dot{z}_{tr})) + M_{dy} \end{cases} \quad (\text{XII})$$

$$\begin{cases} z_f = z + l_f \cos(\phi) \\ z_r = z - l_r \cos(\phi) \end{cases} \quad (\text{XIII})$$

Onde,

- k_f , k_r e k_t são as rigidezes das molas dianteira e traseira e dos pneus, respectivamente;
- c_f e c_r são os coeficientes de amortecimento dianteiro e traseiro, respectivamente;
- M , m_{tf} e m_{tr} são as massas do chassi e das rodas dianteira e traseira, respectivamente;
- I_y é a inércia de pitch;
- I_f e I_r são as distâncias entre o centro de gravidade em relação à dianteira e à traseira do veículo;
- z , z_f e z_r são os deslocamentos verticais do centro de gravidade do chassi, das rodas dianteira e traseira, respectivamente;
- z_{rf} e z_{rr} são os deslocamentos verticais dianteiro e traseiro da estrada, respectivamente;
- M_{dy} é o momento de pitch;
- Φ , o ângulo de pitch.

Por fim, temos o seguinte modelo para um veículo inteiro:

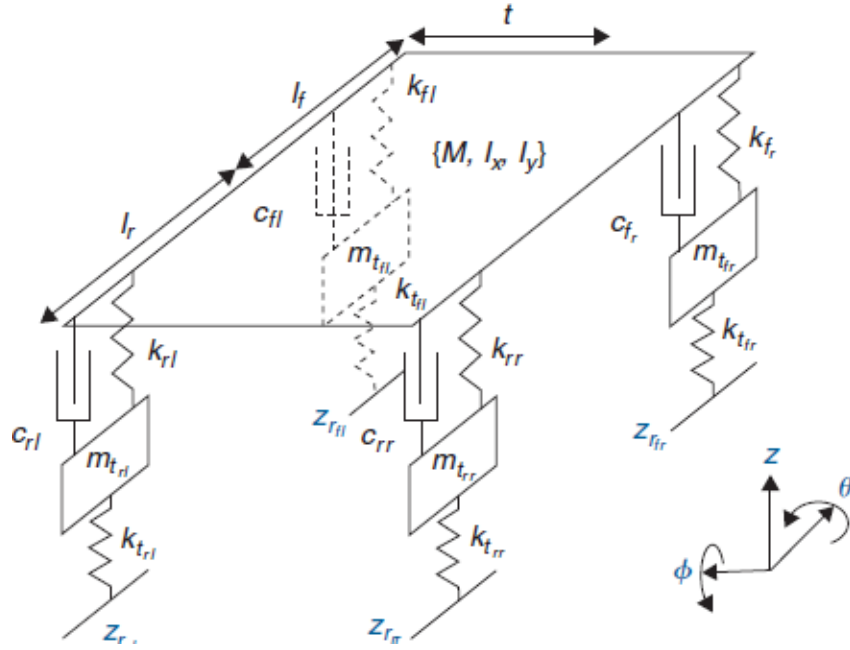


Figura 17 – modelo veículo inteiro (Fonte: Savaresi , S. M. et al, 2010, p. 61)

Para o modelo apresentado na Figura 17, temos a seguinte relação com base na geometria do problema [1]:

$$\begin{cases} z_{fl} = z + l_f \sin(\phi) - t \sin(\theta) \\ z_{fr} = z + l_f \sin(\phi) + t \sin(\theta) \\ z_{rl} = z - l_r \sin(\phi) - t \sin(\theta) \\ z_{rr} = z - l_r \sin(\phi) + t \sin(\theta) \\ \dot{z}_{fl} = \dot{z} - \dot{\phi} l_f \cos(\phi) - \dot{\theta} t \cos(\theta) \\ \dot{z}_{fr} = \dot{z} - \dot{\phi} l_f \cos(\phi) + \dot{\theta} t \cos(\theta) \\ \dot{z}_{rl} = \dot{z} - \dot{\phi} l_r \cos(\phi) - \dot{\theta} t \cos(\theta) \\ \dot{z}_{rr} = \dot{z} - \dot{\phi} l_r \cos(\phi) + \dot{\theta} t \cos(\theta) \end{cases} \quad (XIV)$$

Onde,

- z é a altura relativa ao centro de gravidade do veículo;
- z_{fl} , z_{fr} , z_{rl} e z_{rr} são as alturas relativas aos cantos esquerdo e direito da parte dianteira e aos cantos esquerdo e direito da parte traseira, respectivamente
- Φ , o ângulo de pitch com relação ao centro de gravidade.
- l_f , l_r e t são as relações geométricas apresentadas na Figura 17.

Com base no modelo, temos as equações da dinâmica do modelo:

$$\begin{cases} M\ddot{z} = -F_{szfl} - F_{szfr} - F_{szrl} - F_{szrr} \\ m_{tij}\ddot{z}_{tij} = F_{szij} - F_{tzij} \\ I_x\ddot{\theta} = (F_{szrl} + F_{szrr})t - (F_{szfl} + F_{szfr}) + M_{dx} \\ I_y\ddot{\phi} = (F_{szrr} + F_{szrl})l_r - (F_{szfr} + F_{szfl}) + M_{dy} \end{cases} \quad (XV)$$

Com,

$$\begin{cases} F_{tij} = k_t(z_{tij} - z_{rij}) \\ F_{sij} = k(z_{ij} - z_{tij}) + c_{ij}(\dot{z}_{ij} - \dot{z}_{tij}) \end{cases} \quad (XVI)$$

Onde,

- $i = \{f,r\}$ e $j = \{l,r\}$;
- M é a massa do chassi;
- m_{tij} se refere as massas não suspensas;
- M_{dx} e M_{dy} são os momentos de inércia nos eixos x e y, respectivamente.

Com base no equacionamento do modelo de ¼ de veículo apresentado acima desenvolveremos, no capítulo 9, as simulações numéricas para melhor entendimento do sistema e para a definição dos coeficientes da suspensão.

Importante pontuar que o modelo simplificado adotado para as simulações (de ¼ de veículo, com 2 graus de liberdade) possui algumas limitações que podem ter influência nos resultados obtidos, como por exemplo, não contempla não linearidades de alguns componentes da suspensão e também a geometria [15]. Apesar disso, é viável e amplamente utilizado na literatura para estudos preliminares da resposta nos domínios da frequência e do tempo, tendo a massa suspensa como referência [15].

8. Projeto da suspensão

Para o projeto utilizamos o software Adams MSC student em função dos recursos disponíveis para simulação da suspensão, o projeto considera o modelo de ¼ de carro (Figura 15). Consideramos a massa de ¼ do carro como sendo o bloco, como nas Figuras 18 e 19. Além disso, fizemos algumas simplificações na parte de ligação entre a suspensão e a roda, entre a suspensão e o chassi e na própria roda, detalhadas no Apêndice C.

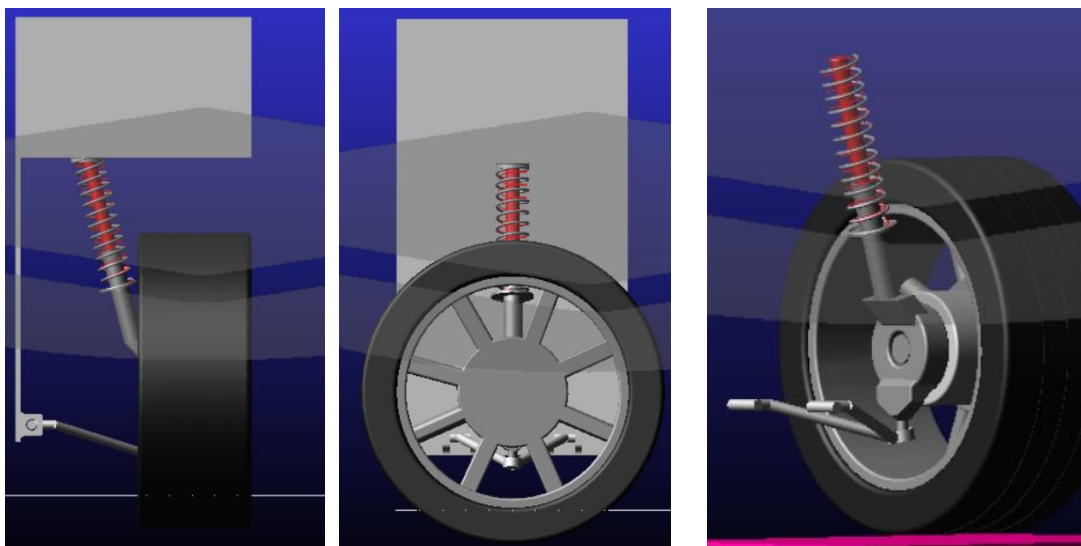


Figura 18 – Vistas do projeto - roda dianteira (Fonte: autoria própria)

Para a parte traseira, consideramos ainda a massa do motor, como é possível perceber na Figura 19.

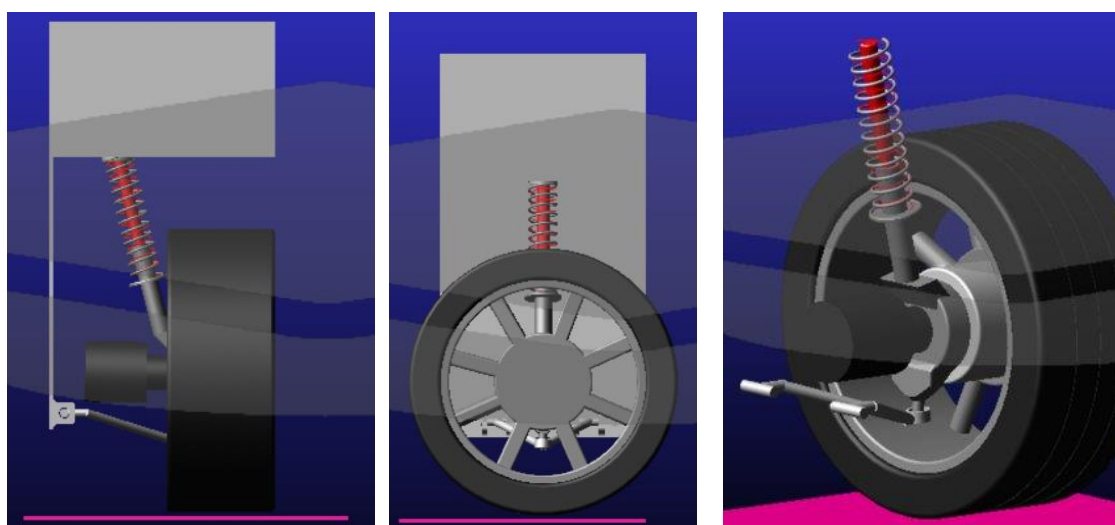


Figura 19 – Vistas do projeto - roda traseira (Fonte: autoria própria)

Com relação à parte dianteira, como a MacPherson nas 4 rodas pode gerar problemas de estabilidade [7], como parte do projeto da suspensão dianteira (exemplo Figura 20), seria adicionada uma barra estabilizadora na parte dianteira do veículo como parte do projeto para prevenir possíveis problemas de estabilidade que possam decorrer da aplicação da MacPherson nas 4 rodas. O uso da barra estabilizadora na parte dianteira provocará o aumento de aderência nos pneus dianteiros durante curvas, melhorando o comportamento do veículo em mudança de faixa, por exemplo [4].

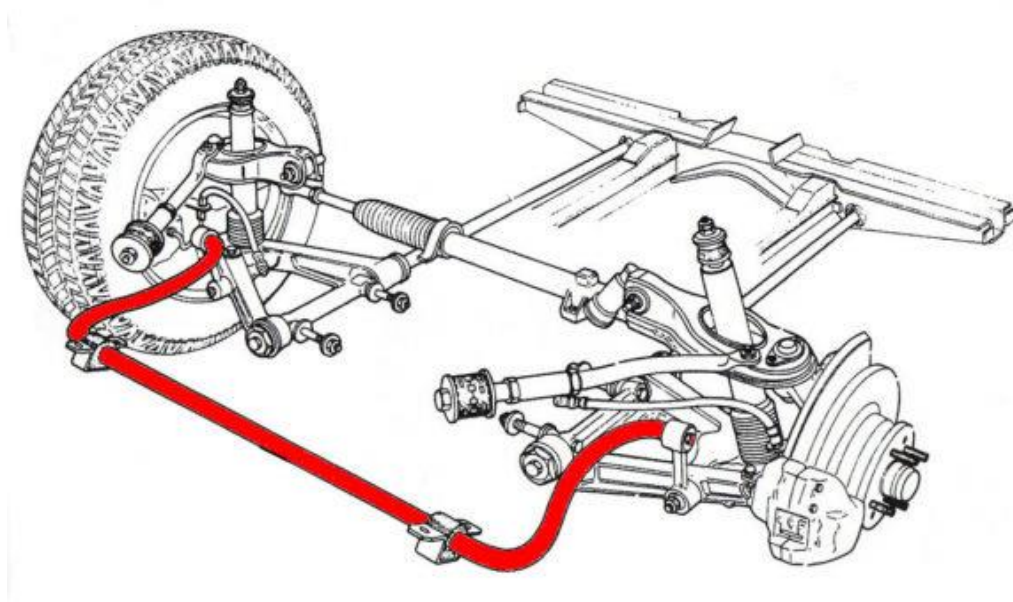


Figura 20 – Exemplo de montagem de barra estabilizadora (Fonte: Allana Jéssika, 2019)

9. Simulação

Nesse capítulo apresentaremos uma breve simulação do modelo matemático de uma suspensão (capítulo 8) com características físicas de uma suspensão do tipo MacPherson ($m = 20$ kg) de modo a colaborar com a definição dos parâmetros da suspensão. Em seguida, será feita uma simulação utilizando o software Adams/View, já com base no projeto mecânico, de modo a validar a escolha desses parâmetros da suspensão.

Para ambas as simulações consideraremos valores encontrados na literatura para a rigidez do pneu [15], um motor elétrico em cada roda traseira de aproximadamente 20 kg e o projeto atual do AUS. Adotaremos os valores de massa do carro como sendo 334 kg (supondo como aproximação que essa massa está igualmente distribuída), 2 pessoas com 75 kg cada nos bancos da frente e ainda uma bagagem com 50 kg na parte traseira.

Obtivemos, com base nas equações (X), (XI) e levando em consideração a equação referente a força de uma mola, os valores de rigidez tais que a deflexão da mola seja no máximo de 5 cm e a frequência natural esteja próxima de 1 Hz, conforme apresentado na Tabela 1.

Tabela 1 – Massas e constantes consideradas

	¼ - dianteira	¼ - traseira
M	158,5 kg	108.5 kg
m	45 kg	65 kg (considerando o motor)
k	31 N/mm	22 N/mm
k_t	190 N/mm [15]	190 N/mm [15]

9.1. Simulação numérica

Dentre os modelos apresentados no capítulo 8, o modelo de ¼ de veículo apresenta um ótimo custo benefício, por demandar menos tempo e recursos para sua simulação, por ser mais fácil de analisar e por permitir o estudo de características importantes da dinâmica do veículo, como será visto adiante [11]. Tendo isso em vista, partindo da função de transferência do modelo de ¼ de veículo (VII), usando como base os valores da Tabela 1 e considerando a seguinte relação [7]:

$$c = \xi \sqrt{4kM} \quad (\text{XVII})$$

Ou ainda a relação:

$$k = \frac{c^2}{4\xi^2 M} \quad (\text{XVIII})$$

Considerando ainda que a relação de amortecimento (ξ) deve estar entre 0,2 e 0,4 para que se preserve o conforto do passageiro e um k fixo [7], obtivemos os seguintes resultados para a simulação do sistema representado pela equação (VII) para o Diagrama de Bode (Figura 21), para uma entrada impulso (Figura 22) e para uma entrada degrau unitário (Figura 23) para a parte traseira do veículo.

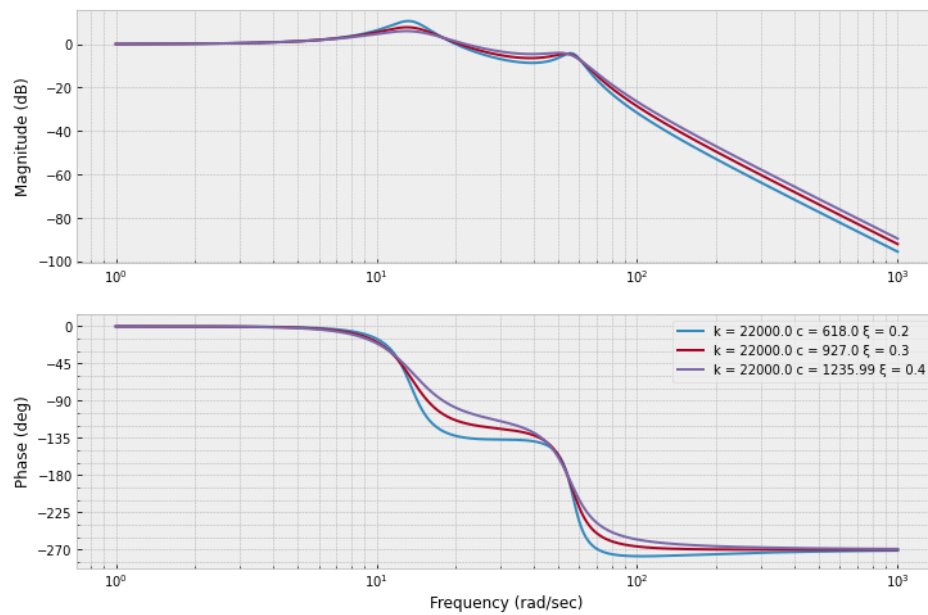


Figura 21 – Diagrama de Bode para diferentes coeficientes – traseira (Fonte: autoria própria)

O Diagrama de Bode mostra que o aumento do valor da relação de amortecimento desloca o pico das frequências mais altas, no entanto não altera alguns pontos que são invariantes (Figura 21). O mesmo comportamento será observado para a parte dianteira do carro (Figura 27).

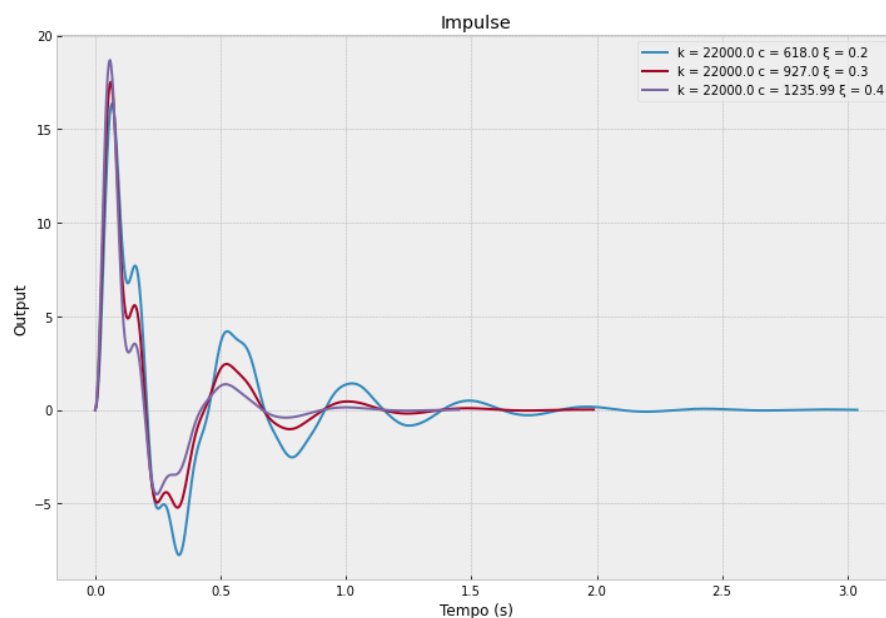


Figura 22 – Resposta ao impulso para diferentes coeficientes – traseira (Fonte: autoria própria.)

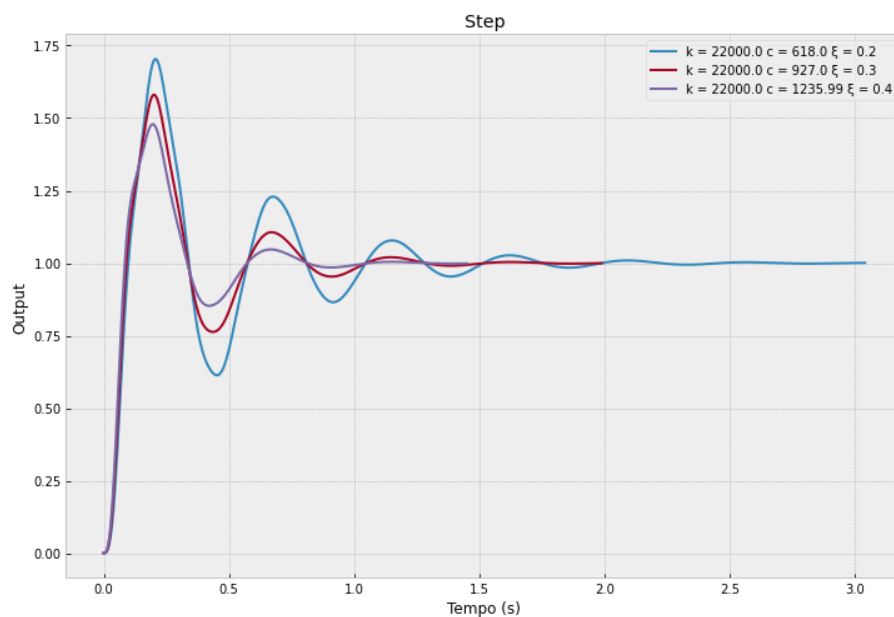


Figura 23 – Resposta ao degrau unitário para diferentes coeficientes – traseira (Fonte: autoria própria)

Com base nessas simulações iniciais (Figuras 21, 22 e 23), percebemos que para um valor de k igual a 22 N/mm e seu respectivo c para $\xi = 0,4$ ($c = 1,23$ N.s/mm) o sistema atinge o equilíbrio de modo menos sinuoso, com um valor de pico menor e atingindo o equilíbrio mais rapidamente, conforme os gráficos das Figuras 24 e 25:

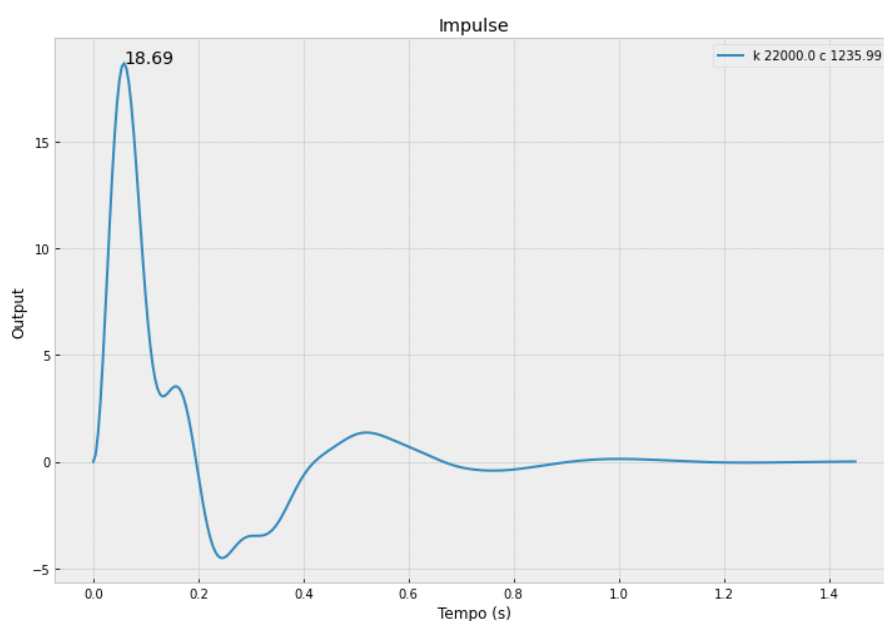


Figura 24 – Resposta ao impulso para os coeficientes selecionados – traseira (Fonte: autoria própria)

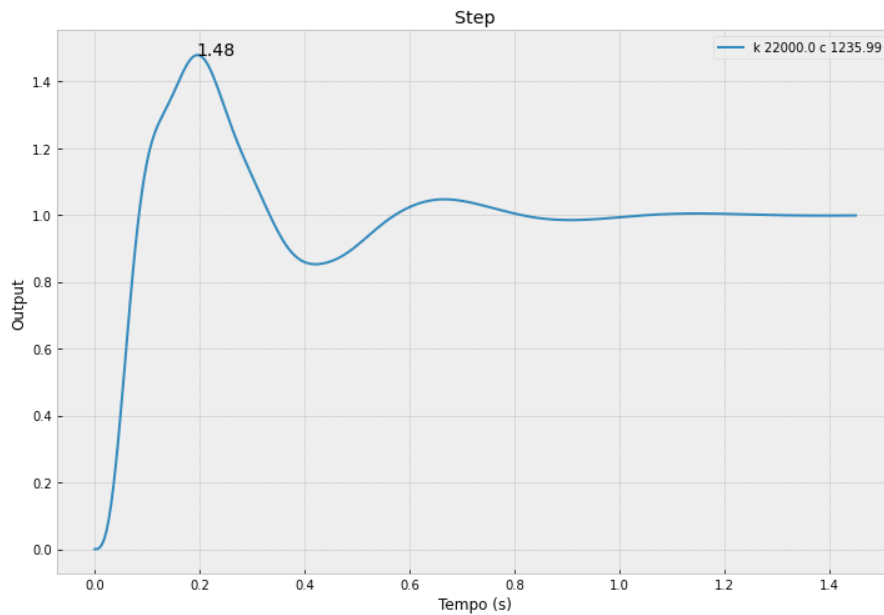


Figura 25 – Resposta ao degrau unitário para os coeficientes selecionado – traseira
(Fonte: autoria própria)

A Figura 26 apresenta a resposta do sistema (para os coeficientes selecionado) a uma entrada $\sin(t)$.

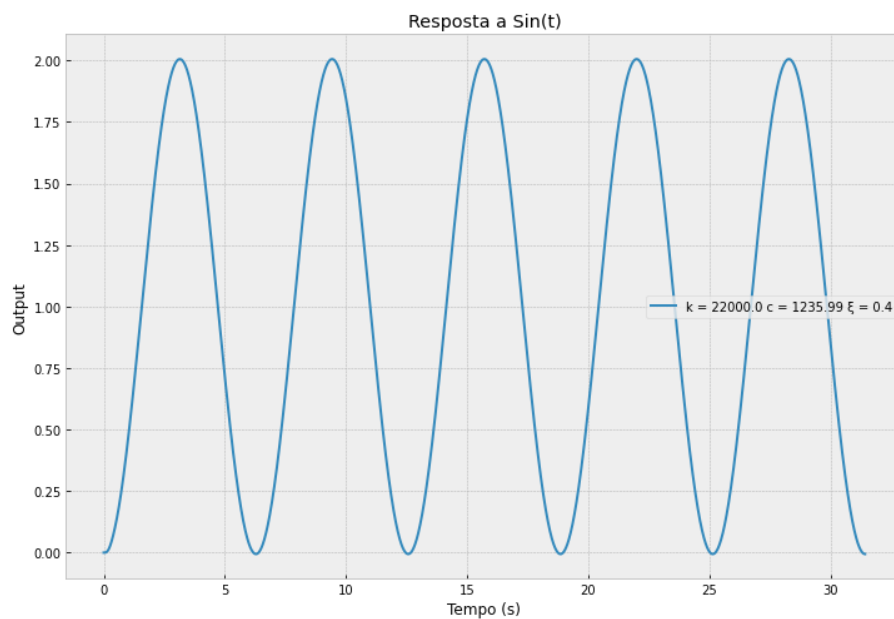


Figura 26 – Resposta a uma entrada senoidal para os coeficientes selecionados - traseira
(Fonte: autoria própria)

Analogamente, para a parte dianteira do carro, temos os seguintes gráficos para o Diagrama de Bode (Figura 27), para a resposta ao impulso (Figura 28) e para o degrau unitário (Figura 29) para alguns valores de amortecimento e k fixo.

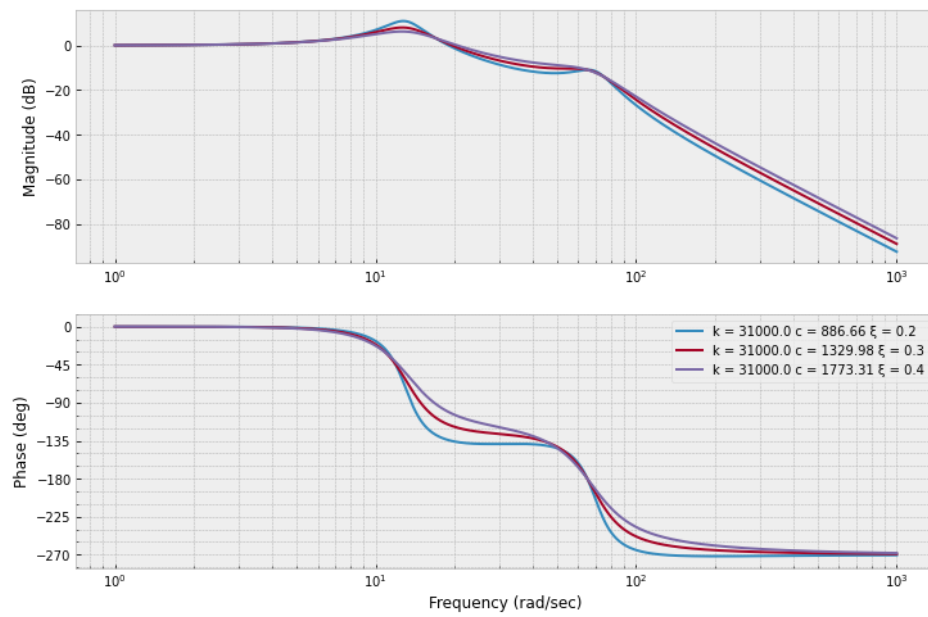


Figura 27 – Diagrama de Bode para diferentes coeficientes – dianteira (Fonte: autoria própria)

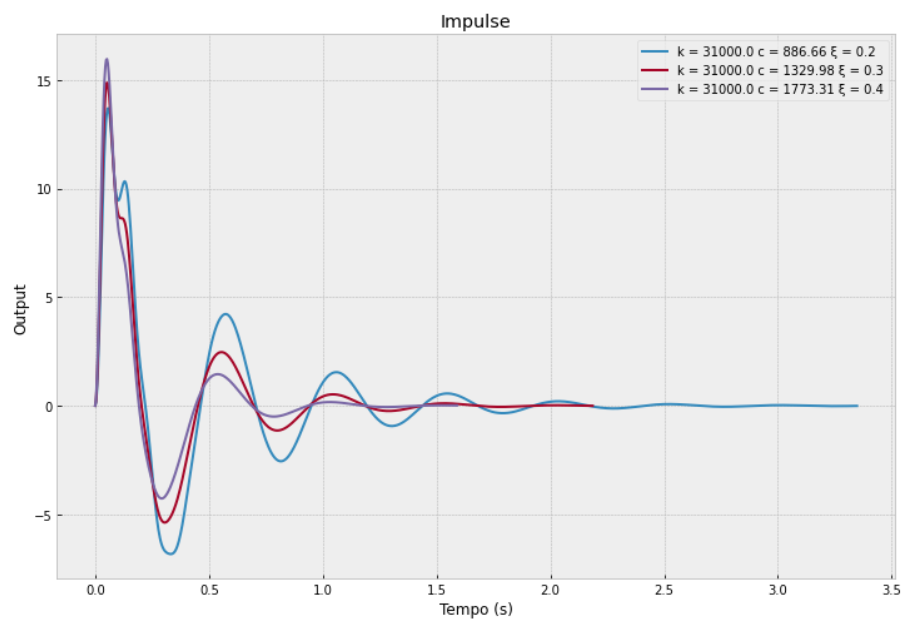


Figura 28 – Resposta ao impulso para diferentes coeficientes – dianteira (Fonte: autoria própria)

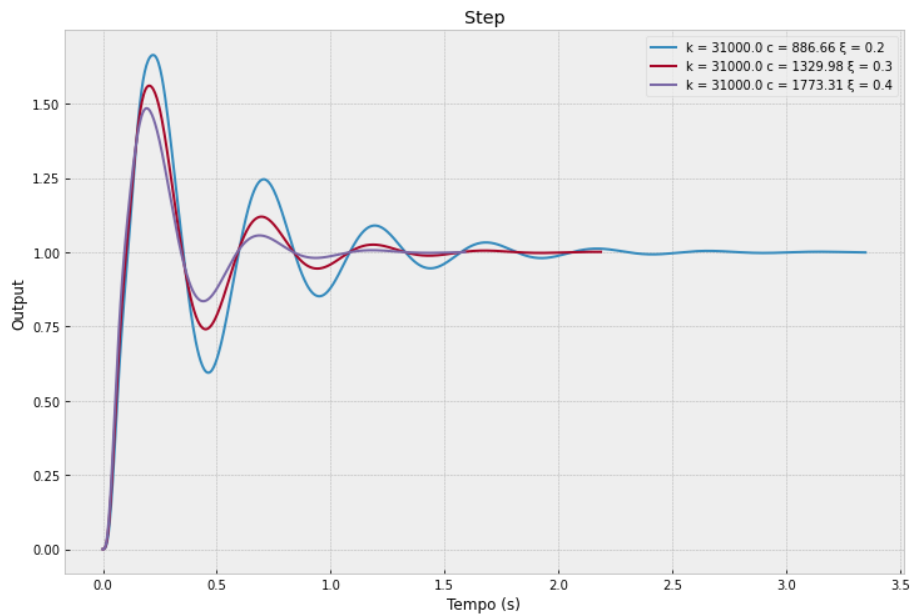


Figura 29 – Resposta ao degrau unitário para diferentes coeficientes – dianteira (Fonte: autoria própria)

O comportamento dos sistemas para a parte dianteira e para a parte traseira apresentam características de resposta a entrada degrau semelhantes em relação aos valores de pico e tempos de estabilização (próximos de 1,2s para ambas), como é possível perceber pela comparação entre as Figuras 25 e 31. Apesar disso, o valor máximo para a entrada impulso é maior para a parte traseira, isso se deve ao aumento da massa nas rodas traseiras devido aos motores e a maior massa suspensa na parte da frente.

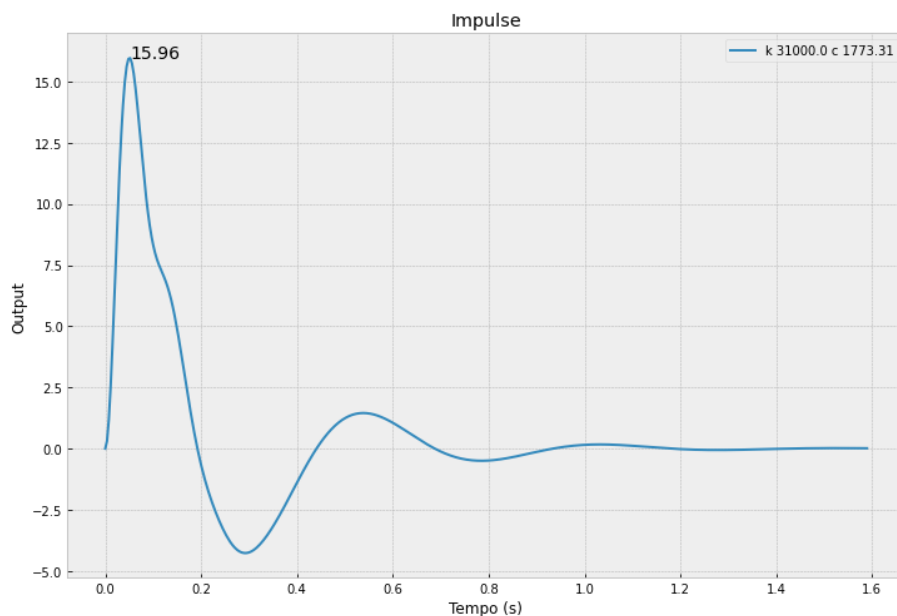


Figura 30 – Resposta ao impulso para os coeficientes selecionados – dianteira (Fonte: autoria própria)

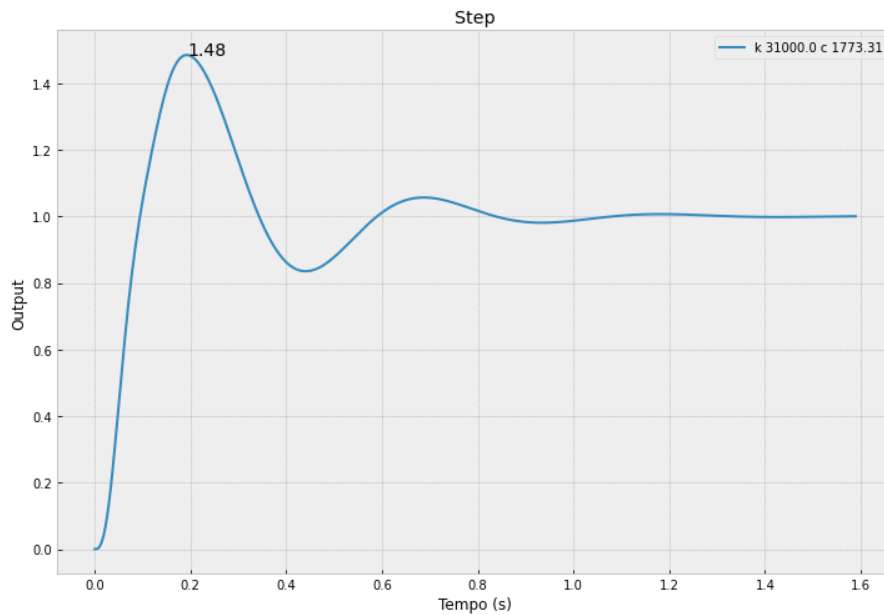


Figura 31 – Resposta ao degrau unitário para os coeficientes selecionados - dianteira
(Fonte: autoria própria)

A Figura 32 apresenta a resposta do sistema (para os coeficientes selecionados) para uma entrada $\sin(t)$, mostrando que a parte dianteira, assim como a traseira, permanece estável mesmo para uma entrada senoidal.

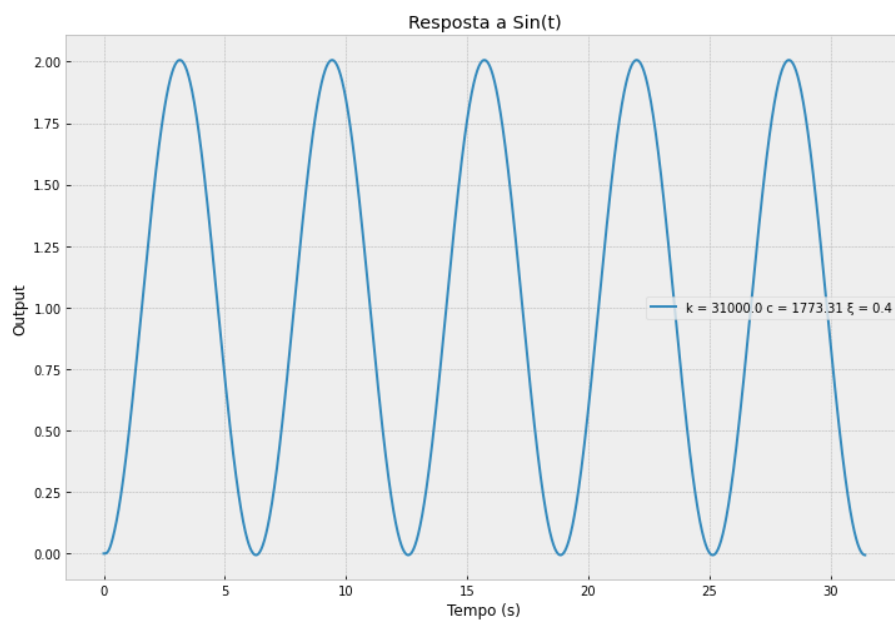


Figura 32 – Resposta a uma entrada senoidal para os coeficientes selecionados -
dianteira (Fonte: autoria própria)

Com base nos gráficos das Figuras 24, 25, 26, 30, 31 e 32, podemos dizer que os melhores coeficientes dentro das condições consideradas para as

simulações são: k igual a 22 N/mm e c igual a 1,23 N.s/mm para a suspensão traseira e k igual a 31 N/mm e c igual a 1,77 N.s/mm para a suspensão dianteira.

Ainda com relação a simulação acima, considerando os valores selecionados de rigidez e amortecimento, bem como os demais parâmetros obtidos da literatura ou estimados, temos os seguintes valores para os primeiros módulos de frequência natural.

a) Para a parte traseira:

$$\begin{cases} \omega_1 = 0 \text{ Hz} \\ \omega_2 = 17,94 \text{ Hz} \\ \omega_3 = 54,06 \text{ Hz} \\ \omega_4 = 60,69 \text{ Hz} \end{cases}$$

b) Para a parte dianteira:

$$\begin{cases} \omega_1 = 0 \text{ Hz} \\ \omega_2 = 17,02 \text{ Hz} \\ \omega_3 = 64,98 \text{ Hz} \\ \omega_4 = 75,50 \text{ Hz} \end{cases}$$

Com base nas frequências acima, podemos perceber a influência do aumento da massa m (adição do motor ao sistema) na diminuição dos valores das frequências 3 e 4, como esperado.

9.2. Simulação Adams/View

Para entendermos melhor a influência da geometria da suspensão, fizemos uma simulação utilizando o software Adams/View. Consideramos os modelos apresentado no capítulo 8, sem a barra estabilizadora, e os parâmetros obtidos nas simulações numéricas (seção 9.1.).

Na Figura 33, as juntas utilizadas para o modelo:

```
VERIFY MODEL: .MODEL_1

3 Gruebler Count (approximate degrees of freedom)
9 Moving Parts (not including ground)
2 Revolute Joints
2 Spherical Joints
3 Translational Joints
3 Fixed Joints
2 Motions

3 Degrees of Freedom for .MODEL_1
```

Figura 33 - Verificação do modelo gerada pelo software - roda dianteira (Fonte: autoria própria)

As juntas de revolução foram utilizadas entre o braço e o “chassi” e entre a roda e a manga do eixo. Enquanto que juntas esféricas foram utilizadas na conexão entre o braço e a manga do eixo e na conexão entre a haste do amortecedor e o “chassi”. Já as juntas de translação foram utilizadas na conexão entre a haste do amortecedor e a manga do eixo, entre a mola e a haste da suspensão e entre o chão e o chassi (de modo a simular as irregularidades do solo em relação ao chassi). Além disso, foi utilizada uma junta fixa entre o “chão” e o “chassi”, entre o pneu e a roda e entre o cubo da roda e a manga do eixo. Com relação aos movimentos, foram adotados apenas o movimento da roda e o movimento do chão.

Para a simulação da roda traseira, consideramos as juntas da Figura 34:

```
VERIFY MODEL: .MODEL_1

3 Gruebler Count (approximate degrees of freedom)
10 Moving Parts (not including ground)
2 Revolute Joints
2 Spherical Joints
3 Translational Joints
4 Fixed Joints
2 Motions

3 Degrees of Freedom for .MODEL_1
```

Figura 34 - Verificação do modelo gerada pelo software - roda traseira (Fonte: autoria própria).

As juntas são as mesmas da parte dianteira, com exceção de uma junta a mais de fixação, que faz a fixação do eixo do motor com a roda do carro.

A seguir são apresentados os resultados da simulação para a parte dianteira do veículo a uma velocidade de aproximadamente 75 km/h. A velocidade imposta à junta entre o “chão” e o *ground* para simular o movimento da suspensão devido ao solo (Figura 35) e a variação da posição do chão (Figura 36).

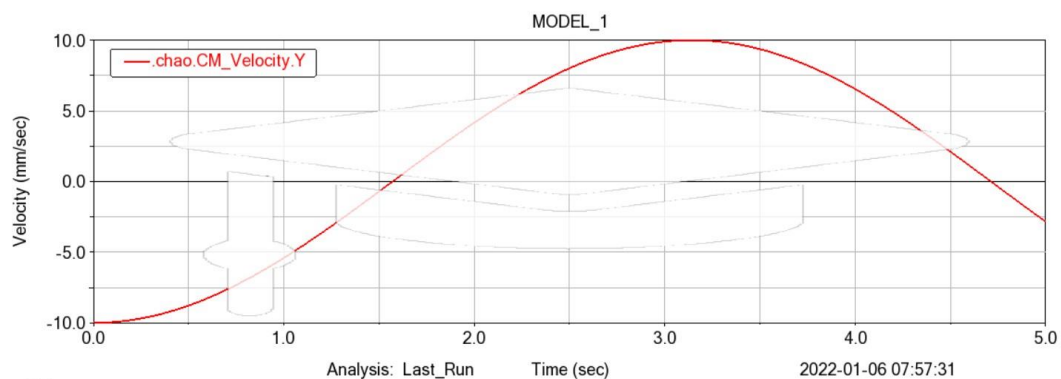


Figura 35– Velocidade do “chão” - para a roda dianteira (Fonte: autoria própria)

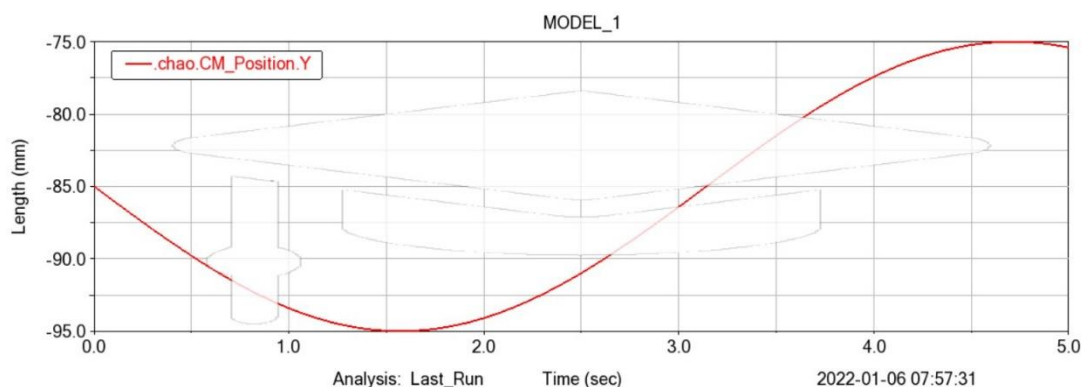


Figura 36 – Posição do “chão” - para a roda dianteira (Fonte: autoria própria)

Para o caso da roda dianteira, temos os seguintes comportamentos das forças na mola (Figura 37) e no “chassi” (Figuras 38 e 39):

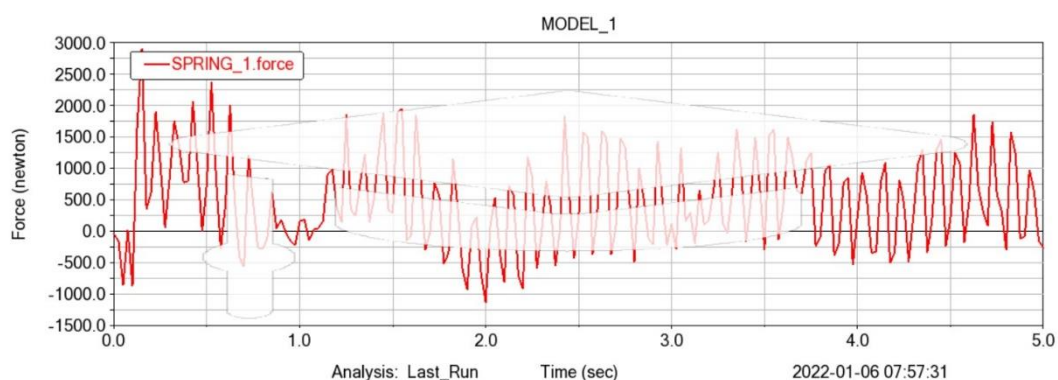


Figura 37 - Força na mola durante a simulação - roda dianteira (Fonte: autoria própria)

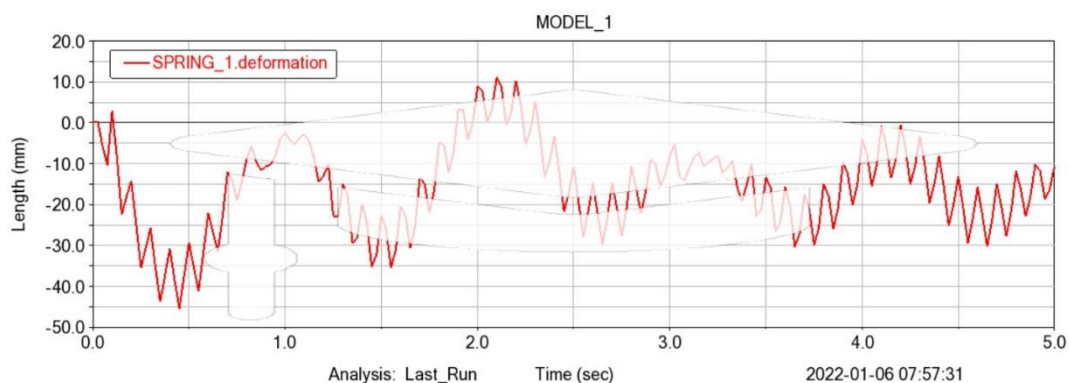


Figura 38 - Deformação da mola – roda dianteira (Fonte: autoria própria)

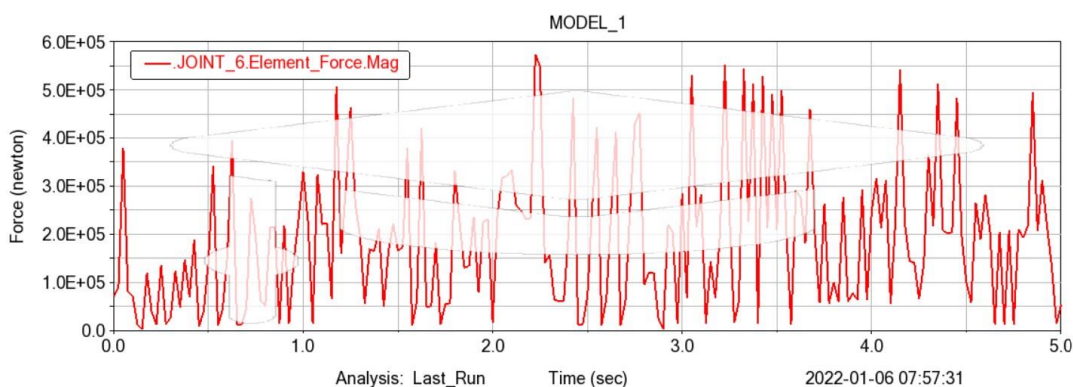


Figura 39 - Força na junta entre braço e “chassi” - roda dianteira (Fonte: autoria própria)

Com relação ao deslocamento do centro de massa da roda (Figura 40):

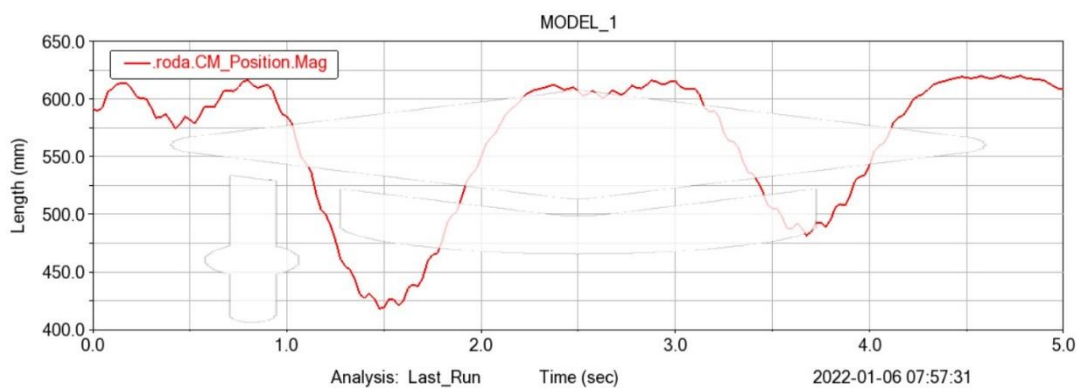


Figura 40 - Deslocamento centro de massa da roda - roda dianteira (Fonte: autoria própria)

Pela Figura 37, podemos inferir que ocorre um amortecimento da força e redução do esforço transmitido ao chassi, como esperado. Pela Figura 38, percebemos que, a deformação da mola fica dentro do valor especificado no capítulo 8.

Nas Figuras 41, 42, 43, 44 e 45 são apresentados os resultados da simulação para a parte traseira. A velocidade imposta à junta entre o “chão” e o *ground* para simular o movimento da suspensão traseira devido as irregularidades do solo e a velocidade do veículo são as mesmas usadas no caso anterior, como pode ser visto nas Figuras 41 e 42.

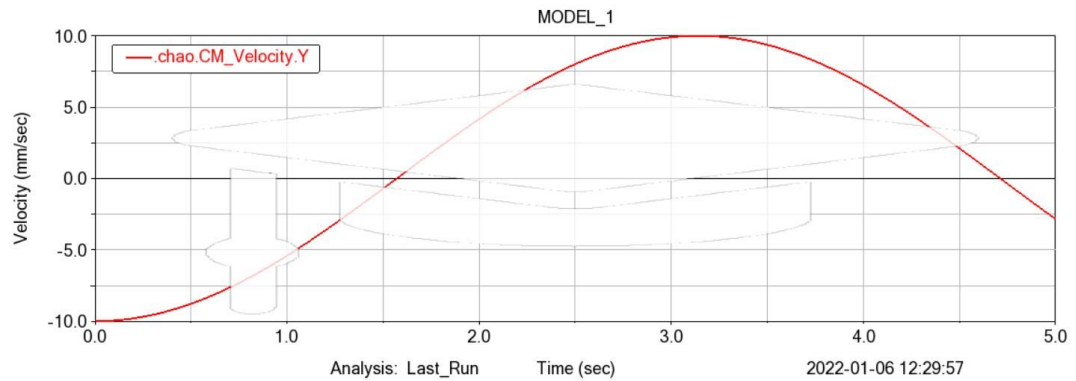


Figura 41– Velocidade do “chão” - para a roda traseira (Fonte: autoria própria)

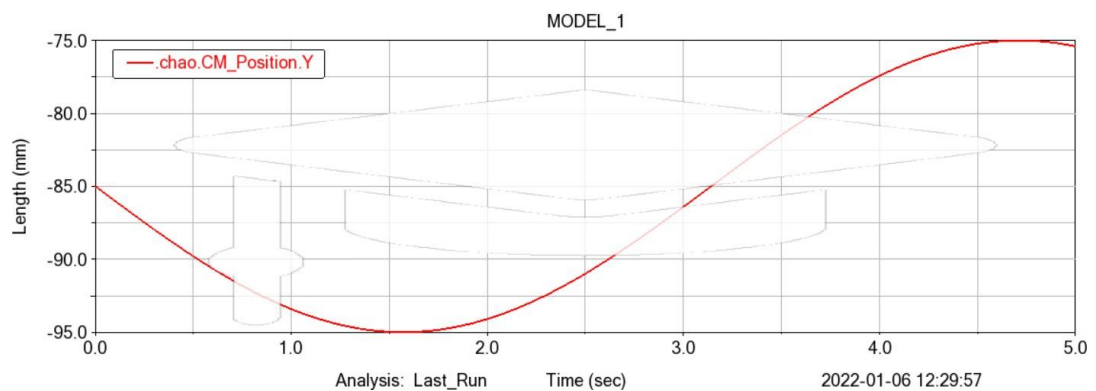


Figura 42 – Posição do “chão” - para a roda traseira (Fonte: autoria própria)

As Figuras 43 e 44 apresentam o gráfico de força e de deformação, respectivamente, para a mola da suspensão traseira:

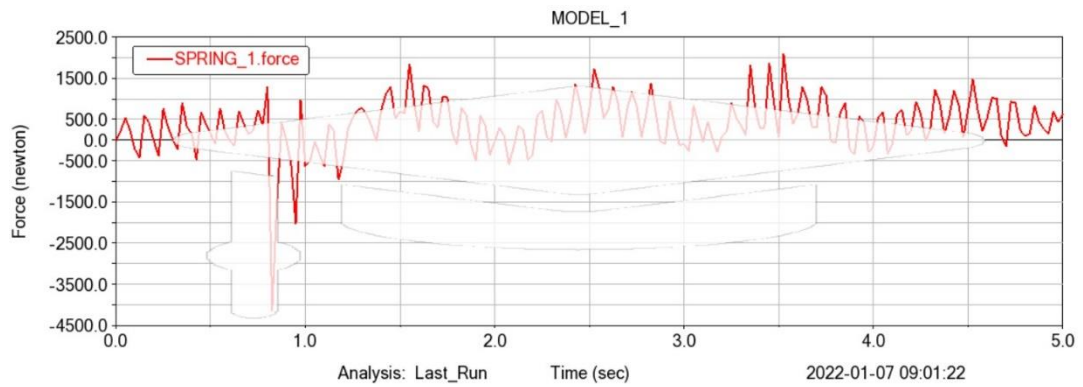


Figura 43 - Força na mola durante a simulação - roda traseira (Fonte: autoria própria)

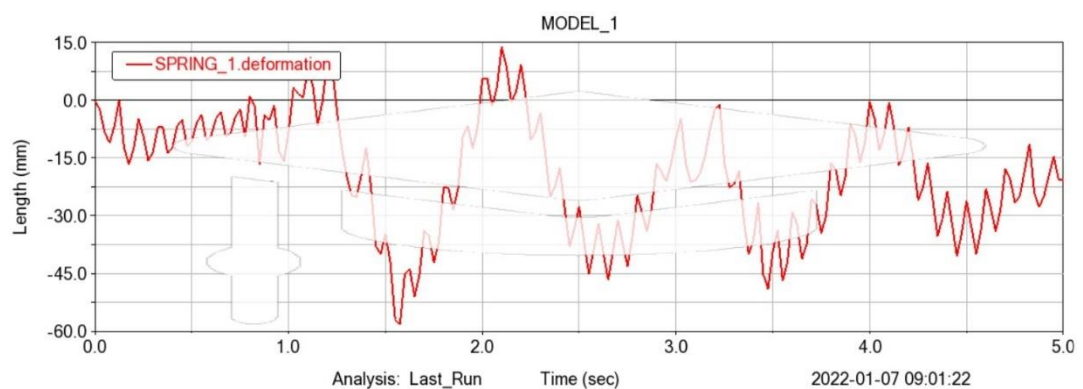


Figura 44- Deformação da mola - roda traseira (Fonte: autoria própria)

A Figura 45 apresenta o comportamento da força entre o braço e o “chassi”.

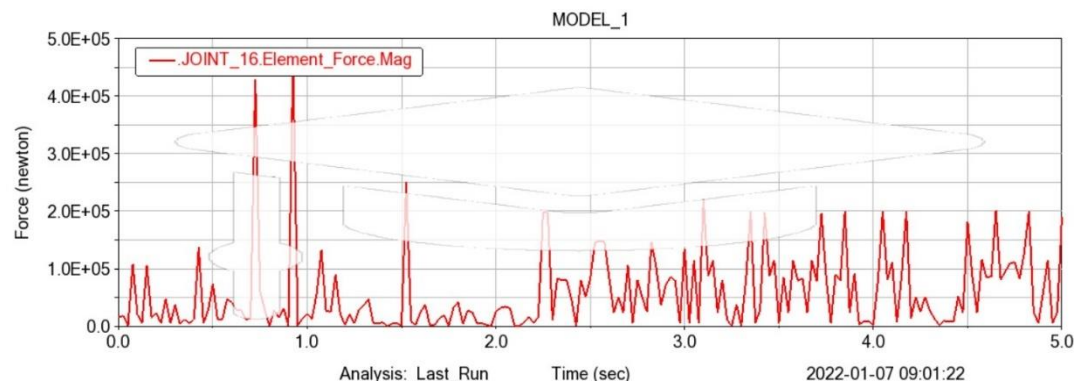


Figura 45 - Força na junta entre braço e “chassi” - roda traseira (Fonte: autoria própria)

O deslocamento do centro de massa da roda traseira pode ser visto na Figura 46.

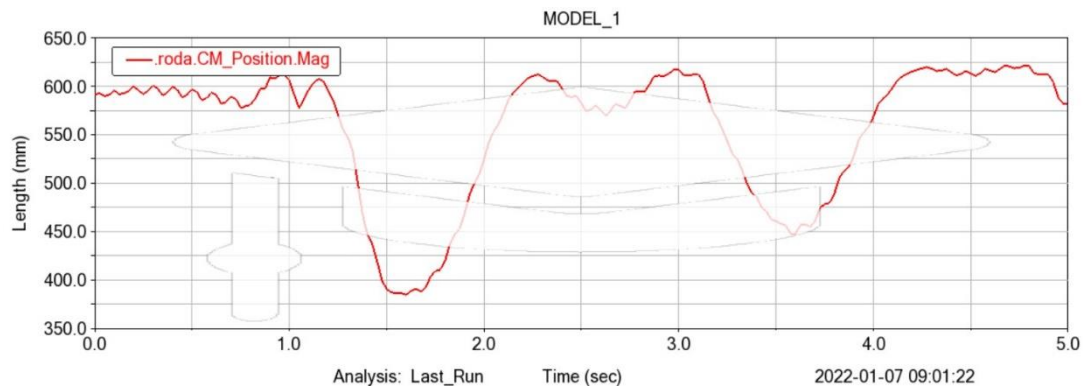


Figura 46 - Deslocamento centro de massa da roda - roda traseira (Fonte: autoria própria)

Analisando as figuras 38 e 44, percebemos que o critério de ter uma deformação da mola inferior a 5 cm é melhor atendido na roda dianteira, apesar de se manter dentro dos valores aceitáveis a maior parte do tempo para a parte traseira. Comparando as Figuras 37 e 43, percebemos ainda que a força na mola é menor na parte traseira, o que pode ser justificado pela presença do motor e pelo fato de que a massa do “chassi” que atua na parte traseira é menor. Tanto a parte dianteira quanto a traseira têm comportamentos dentro do esperado.

Notamos também que nas Figuras 38 e 44, referentes às deformações das molas da suspensão dianteira e traseira, respectivamente, a resposta possui um ruído. Identificamos que a origem desse ruído era devido a velocidade angular imposta à roda como entrada da movimentação relativa ao solo. Refazendo a simulação sem essa velocidade temos os resultados das figuras 47 e 48 para parte dianteira, e 49 e 50 para parte traseira.

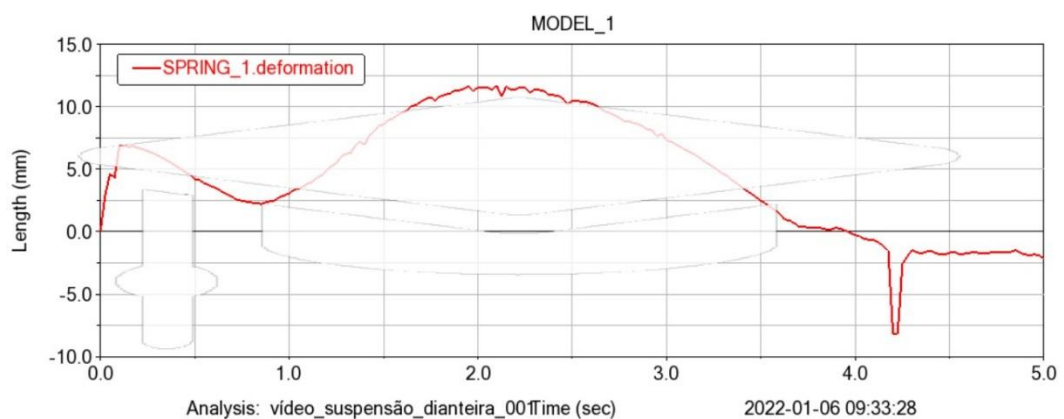


Figura 47 - Deformação da mola, para entrada sem velocidade relativa na roda-solo – roda dianteira (Fonte: autoria própria)

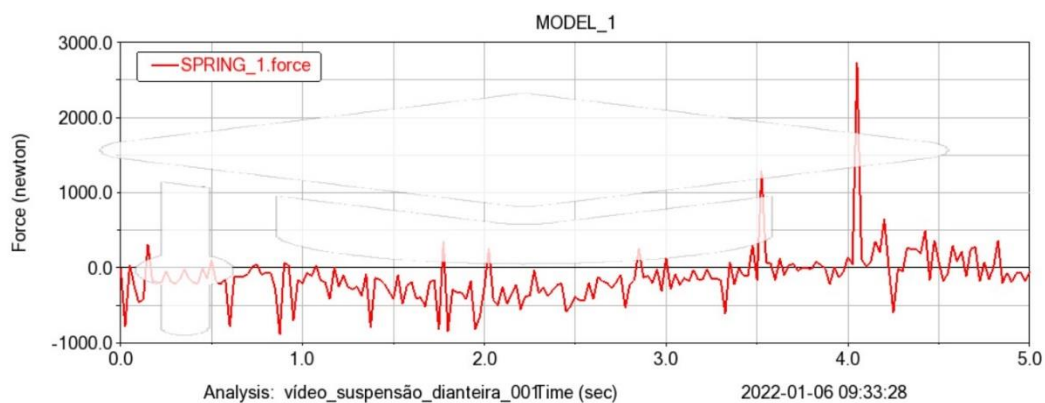


Figura 48 – Força na mola, para entrada sem velocidade relativa na roda-solo – roda dianteira (Fonte: autoria própria)

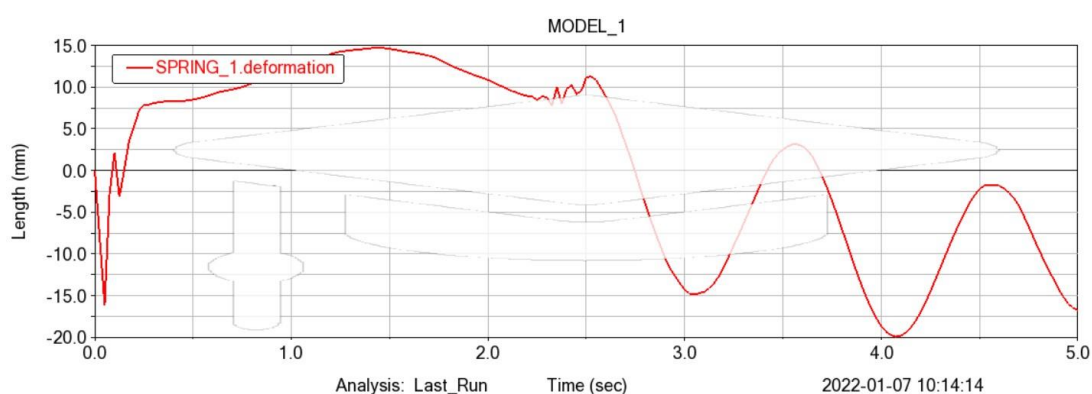


Figura 49 – Deformação da mola, para entrada sem velocidade relativa na roda-solo – roda traseira (Fonte: autoria própria)

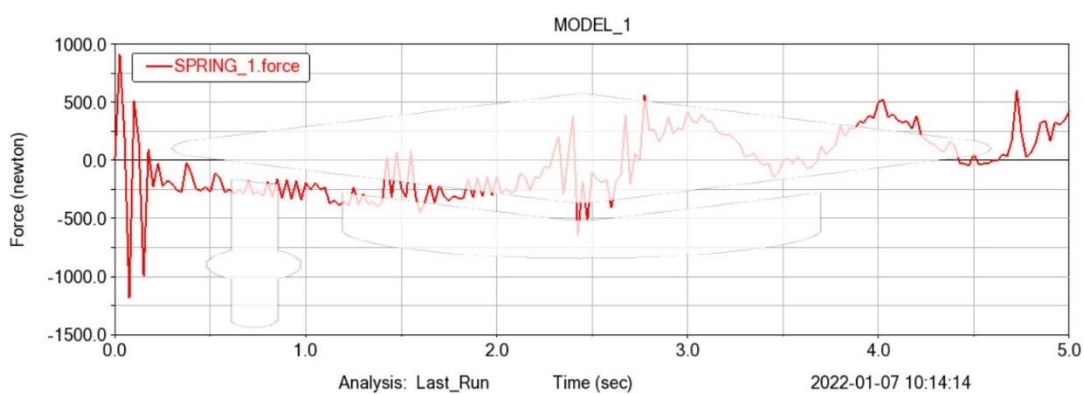


Figura 50 – Força na mola, para entrada sem velocidade relativa na roda-solo – roda traseira (Fonte: autoria própria)

Partindo para uma segunda análise adotamos como entrada para o deslocamento do chão em relação ao “ground” o sinal SWEEP (explicado no Apêndice B) apresentado na Figura 51, em substituição aos sinais utilizados na

simulação anterior (Figuras 35 e 36, 40 e 42) para simular o movimento da suspensão devido ao solo para as rodas dianteira e traseira.

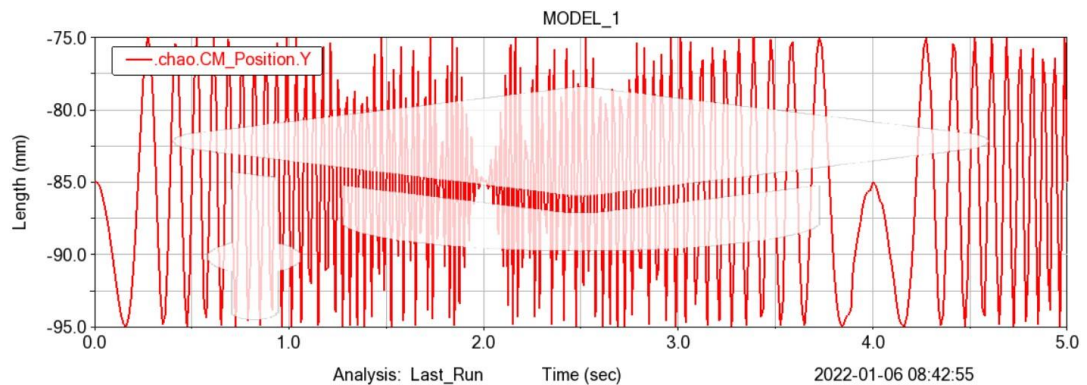


Figura 51 – Posição do chão (Fonte: autoria própria)

O sinal da Figura 51 foi gerado com a função SWEEP do software Adams, que representa uma função senoidal de amplitude máxima definida e que varre uma gama de frequências com incrementos lineares. No caso desse sinal foi usada amplitude de 10 mm, frequência de 0 a 100 Hz, incremento de tempo de 0,05s e tempo de simulação de 0 a 5 segundos.

Os resultados para a roda dianteira são apresentados nas Figuras 52 e 53, sendo a deformação e a força na mola, respectivamente.

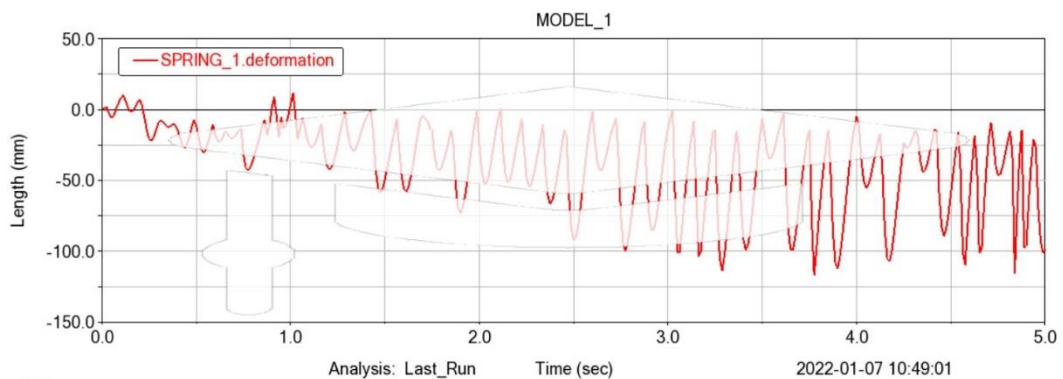


Figura 52 – Deformação da mola, para entrada SWEEP – roda dianteira (Fonte: autoria própria)

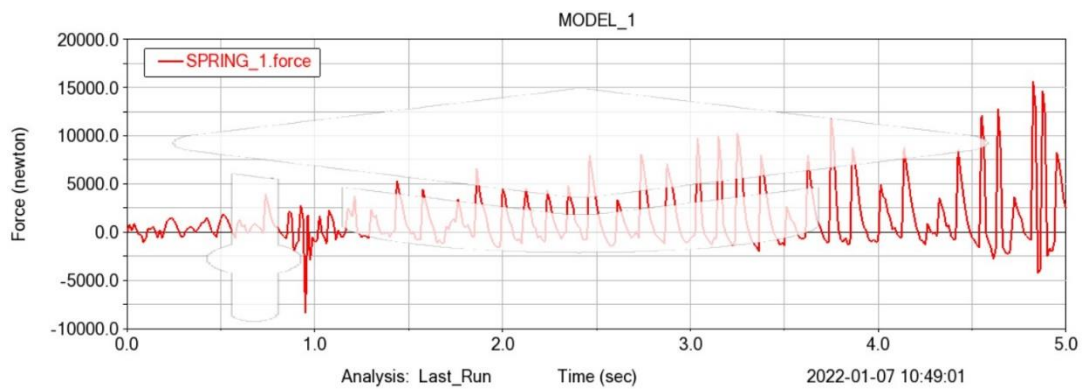


Figura 53 – Força na mola, para entrada SWEEP – roda dianteira (Fonte: autoria própria)

Para roda traseira temos o resultado das Figuras 54 e 55, também para deformação e força na mola, respectivamente.

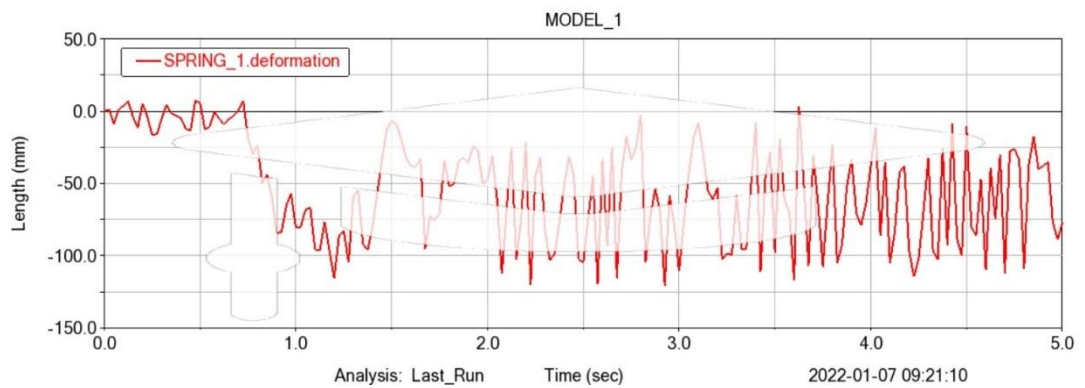


Figura 54 – Deformação da mola, para entrada SWEEP – roda traseira (Fonte: autoria própria)

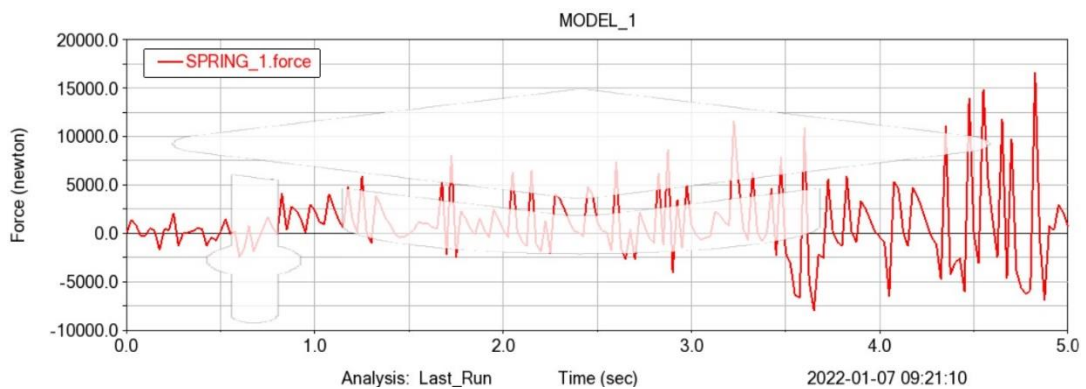


Figura 55 – Força na mola, para entrada SWEEP – roda traseira (Fonte: autoria própria)

10. Análise dos Resultados

Com relação ao conforto do passageiro, normalmente, são utilizadas duas normas para mensurar e garantir o conforto de uma suspensão veicular, ISO 2631 e SAE J1490 (tratando das relações entre conforto e vibração). Apesar disso, não existem normas ou variáveis aceitáveis, uma vez que o conforto é influenciado por múltiplas variáveis (como posição do assento, frequências das vibrações e tempo de exposição), sendo uma avaliação bastante subjetiva [7]. Quanto as demais questões mais qualitativas da suspensão não existem normas específicas, sendo, normalmente, informações internas das montadoras [4]. Por esses motivos, consideramos os valores da rigidez dependentes de critérios de projeto, a deflexão e a frequência natural da massa suspensa.

Os resultados obtidos para o tempo de estabilização do sistema para a simulação do modelo dinâmico são próximos aos valores encontrados na literatura para suspensões de veículos à combustão (por volta de 1,5 s) [15], assim como os valores de pico (próximos de 50%).

Com relação à simulação feita no software Adams/View, serviu como uma forma de verificar os modelos desenvolvidos anteriormente e analisar a influência da geometria da suspensão, desconsiderada no modelo dinâmico. Verificamos que a geometria e as propriedades dos materiais utilizados na suspensão influenciam na real deformação da mola, assim como a velocidade do veículo - a velocidade angular da roda. Com base no exposto, podemos dizer que os resultados obtidos são satisfatórios quanto ao requisito de deformação da mola, sendo totalmente atingido para o teste da suspensão dianteira e atingido para a maior parte do tempo de simulação para a parte traseira. Com relação à simulação utilizando a função SWEEP, temos que o sistema atende os valores de deformação para frequências inferiores à 30 Hz – por volta de 1.5s de simulação –, para a parte dianteira e inferiores a 20 Hz – por volta de 1s –, para a parte traseira.

11. Conclusões

O objetivo inicial do trabalho, que era a definição de coeficientes para uma suspensão que atendesse as particularidades do AUS, foi atendido. Nesse sentido, escolhemos um modelo de suspensão adequado ao espaço disponível no AUS e estabelecemos os parâmetros da suspensão que melhor se adequaram à

problemática de um carro elétrico com os motores conectados diretamente às rodas traseiras.

Para isso, partimos de uma definição de projeto de que a mola da suspensão deveria suportar uma deformação máxima de 5 cm, com isso chegamos a valores de rigidez das molas para a suspensão dianteira e traseira. Com esses valores, geramos simulações utilizando o modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo e calculamos diversas constantes de amortecimento de modo que esses coeficientes calculados estivessem entre 0,2 e 0,4, garantindo o critério de conforto apresentado.

Dos resultados obtidos da simulação matemática escolhemos os coeficientes que geravam os menores picos e que tinham também os menores tempo de estabilização (por volta de 1,2 s), chegando aos seguintes parâmetros selecionados: k igual a 22 N/mm e c igual a 1,23 N.s/mm para a suspensão traseira e k igual a 31 N/mm e c igual a 1,77 N.s/mm para a suspensão dianteira.

Com os coeficientes calculados, a fim de verificar a influência da geometria da suspensão nos resultados do modelo, fizemos o modelo da suspensão MacPherson no software Adams/View, onde pudemos gerar análises desse modelo com a roda parada e em movimento, e com entradas senoidal e SWEEP.

As simulações para vários tipos de carregamento nos permitiram concluir que a suspensão está projetada adequadamente e poderá ser utilizada no futuro adaptada à estrutura de um veículo elétrico leve.

Recomendamos para trabalhos futuros a análise dos efeitos de manobras – curvas, frenagem e mudanças de faixa, por exemplo – e a avaliação subjetiva do conforto.

Referências

- [1] Savaresi, S. M. et al, **Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles**, 1st Edition – 2010. Published by Elsevier Ltd.
ISBN: 978-0-08-096678-6.
- [2] Niculescu, A. I. et al, **Solution in the Vehicle Suspension** - Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 26, No. 4 2019
ISSN: 1231-4005
- [3] Kennett, B. and Marsh, J. **A Short History of Suspension**. Citroenet, 2000.
Disponível em:
<http://www.citroenet.org.uk/miscellaneous/suspension/suspension1.html>.
Acesso em: 05/11/2020.
- [4] Iezzo, R., **Desenvolvimento de um sistema de suspensão com amortecimento semi-ativo “slow-active” com custo competitivo**, Dissertação (Mestrado) - Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2010. 306 p.
- [5] Baran, R. e Legey, L. F. L. **Veículos elétricos: história e perspectivas no Brasil - BNDES Setorial**, BNDES Setorial, Rio de Janeiro, n.33, p. 207-224, mar. 2011.
- [6] Duarte, M. R. G. **Projeto de um Automóvel Elétrico e Compacto atendendo a normas internacionais de segurança**. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2020. 113p.
- [7] Gillespie, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Published by Society of Automotive Engineers, 1992.
ISBN: 1560911999, 9781560911999
- [8] Leal, V. **Estudo cinemático de suspensões veiculares do tipo eixo de torção**. Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, 2007.

- [9] Demboski, F. R. **Estudo para Utilização de Componentes de Suspensão de Motocicleta em Veículo Minimalista Urbano**, Monografia (Graduação) - Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2014.
- [10] Bravo, D. M. et al. **Estudo da influência do aumento da massa não suspensa em um veículo híbrido com motores elétricos nas rodas** - V II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 31 de julho a 03 de agosto de 2012, São Luís - Maranhão.
- [11] Rill, G. **Short Course on Vehicle Dynamics**, Apostila do curso ministrado na Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, FEM-Unicamp, 2007, Campinas, Brasil.
- [12] Carreirão, C., **Estudo do Comportamento Dinâmico de Ônibus com Diferentes Arranjos de Eixos**, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Pontifícia Universidade Católica do Paraná, 2003.
- [13] de Lima, A., **Desenvolvimento de um veículo urbano seguro utilizando otimização baseada em metamodelos**, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2016. 346p.
- [14] Dukalski P, Będkowski B, Parczewski K, Wnęk H, Urbaś A, Augustynek K. **Dynamics of the vehicle rear suspension system with electric motors mounted in wheels**. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability 2019; 21 (1): 125–136, <http://dx.doi.org/10.17531/ein.2019.1.14>
- [15] Freitas Junior, Luís Mauro Pereira. **Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo MacPherson**. 2006. Dissertação (Mestrado em Dinâmica das Máquinas e Sistemas) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2006. doi:10.11606/D.18.2006.tde-19012011-114031. Acesso em: 2021-06-03.
- [16] Allana Jéssika, J. **O que é e para que serve a barra estabilizadora?** Portal Auto, 2019. Disponível em: <https://portalauto.com.br/manutencao/como-funciona-barra-estabilizadora/>
Acesso em: 23/11/2021.

[17] Bitu, Felipe. **Gurgel Itaipu E400: a história do primeiro carro elétrico brasileiro.** Quatro Rodas, 2021. Disponível em: <https://quattrorodas.abril.com.br/carros-eletricos/gurgel-itaipu-e400-a-historia-do-primeiro-carro-eletrico-brasileiro/>

Acesso em: 05/12/2021.

[18] **Function Expressions.** Using ADAMS/Solver. Disponível em: http://www2.me.rochester.edu/courses/ME204/nx_help/en_US/graphics/fileLibrary/nx/t doc_motion/func.pdf

Acesso em: 19/12/2021.

[19] Terra, Rafael Tedim. **Avaliação do desempenho dinâmico de veículo, devido ao incremento de massa não suspensa, decorrente de sistema de propulsão elétrica.** 2017. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Controle e Automação Mecânica) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2017. doi:10.11606/D.3.2017.tde-20102017-084438. Acesso em: 2021-12-29.

Apêndice A

Abaixo é apresentado o código em Python usado na parte de simulação numérica (seção 9.1.). O código para a simulação da parte dianteira e traseira é o mesmo, diferindo apenas nos valores de M , m e k .

```
#bibliotecas usadas
from control import *
from control.matlab import *
import matplotlib.pyplot as plt
import numpy as np

#simulação para alguns valores de k
plt.style.use('bmh')
plt.figure(figsize=(12, 8))
kt=1.9*10**5
k = 3.1*10**4
for e in [0.2,0.3,0.4]:
    #https://teses.usp.br/teses/disponiveis/18/18149/tde-19012011-114031/publico/DissertacaoMestradoLuisMauro.pdf - GILLESPIE
    c=round(np.sqrt(k*4*M*e**2),2)
    F = Fz(s,m,M,kt,k,c)
    #root_locus(F)
    label = 'k = '+str(k)+' c = '+str(c) + ' ξ = ' + str(e)
    plt.plot(impulse(F)[0], label = label)
    plt.legend()
plt.title('Impulse')
plt.xlabel('Tempo (s)')
plt.ylabel('Output')

#simulação para alguns valores de k
#resposta degrau
plt.figure(figsize=(12, 8))
kt=1.9*10**5
k = 3.1*10**4
for e in [0.2,0.3,0.4]:
    c=round(np.sqrt(k*4*M*e**2),2)#https://teses.usp.br/teses/disponiveis/18/18149/tde-19012011-114031/publico/DissertacaoMestradoLuisMauro.pdf - GILLESPIE
    F = Fz(s,m,M,kt,k,c)
    label = 'k = '+str(k)+' c = '+str(c) + ' ξ = ' + str(e)
    plt.plot(step(F)[1], step(F)[0], label = label)
    plt.legend()
plt.title('Step')
plt.xlabel('Tempo (s)')
```

```

plt.ylabel('Output')

#Diagrama de Bode
plt.figure(figsize=(12, 8))
for e in [0.2,0.3,0.4]:

#Resposta impulso para os parâmetro selecionados
F = Fz(s,m,M,kt,k,c)
label = 'k '+str(k)+' c '+str(c)

fig, ax = plt.subplots(1, figsize=(12, 8))
ax.plot(impulse(F)[1], impulse(F)[0], label = label)
ax.text(impulse(F)[1][np.argmax(impulse(F)[0])], impulse(F)[0].max(),
, str(round(impulse(F)[0].max(),2)), fontsize=14)

plt.legend()
plt.title('Impulse')
plt.xlabel('Tempo (s)')
plt.ylabel('Output')

#Resposta degrau unitário para os parâmetro selecionados
F = Fz(s,m,M,kt,k,c)
label = 'k '+str(k)+' c '+str(c)

fig, ax = plt.subplots(1, figsize=(12, 8))
ax.plot(step(F)[1], step(F)[0], label = label)
ax.text(step(F)[1][np.argmax(step(F)[0])], step(F)[0].max(),
str(round(step(F)[0].max(),2)), fontsize=14)

plt.legend()
plt.title('Step')
plt.xlabel('Tempo (s)')
plt.ylabel('Output')

```

Apêndice B

A função SWEEP (SWEEP (x, a, x0, f0, x1, f1, dx)) retorna uma função senoidal de amplitude constante (a) com frequência linearmente crescente [18].

Onde,

- x é a variável independente e igual ao tempo;
- a é a amplitude da função senoidal;
- x0 é o inicial da variável independente;
- f0 é o valor inicial da frequência da função SWEEP;
- x1 é o valor final da variável independente;
- f1 é a frequência final;
- dx incremento.

Matematicamente, a função SWEEP pode ser calculada da seguinte maneira [18]:

$$\text{SWEEP} = \text{STEP}(x, 0, 0, dx, 1) * a * \sin(2 * \text{freq}(x) * x)$$

Onde,

$$\text{freq}(x) = \begin{cases} f_0 & \text{se } x \leq x_0 \\ f_0 + \frac{1}{2}(f_1 - f_0) \left[\frac{x - x_0}{x_1 - x_0} \right] & \text{se } x_0 \leq x \leq x_1 \\ f_1 & \text{se } x \geq x_1 \end{cases}$$

A Figura 56 ilustra a função SWEEP:

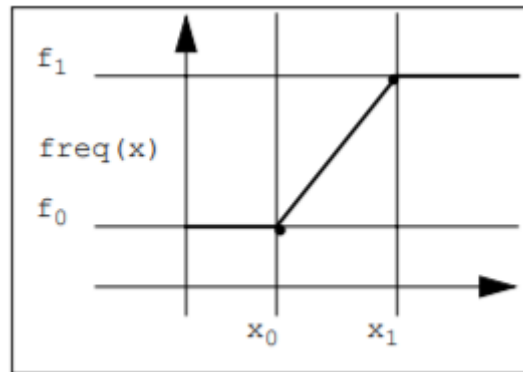


Figura 56 - Função SWEEP (Fonte: Function Expressions - Using ADAMS/Solver)

Apêndice C

Na Figura 57 são apresentadas 3 imagens da suspensão montada, onde é possível perceber algumas das simplificações feitas no desenho da suspensão.

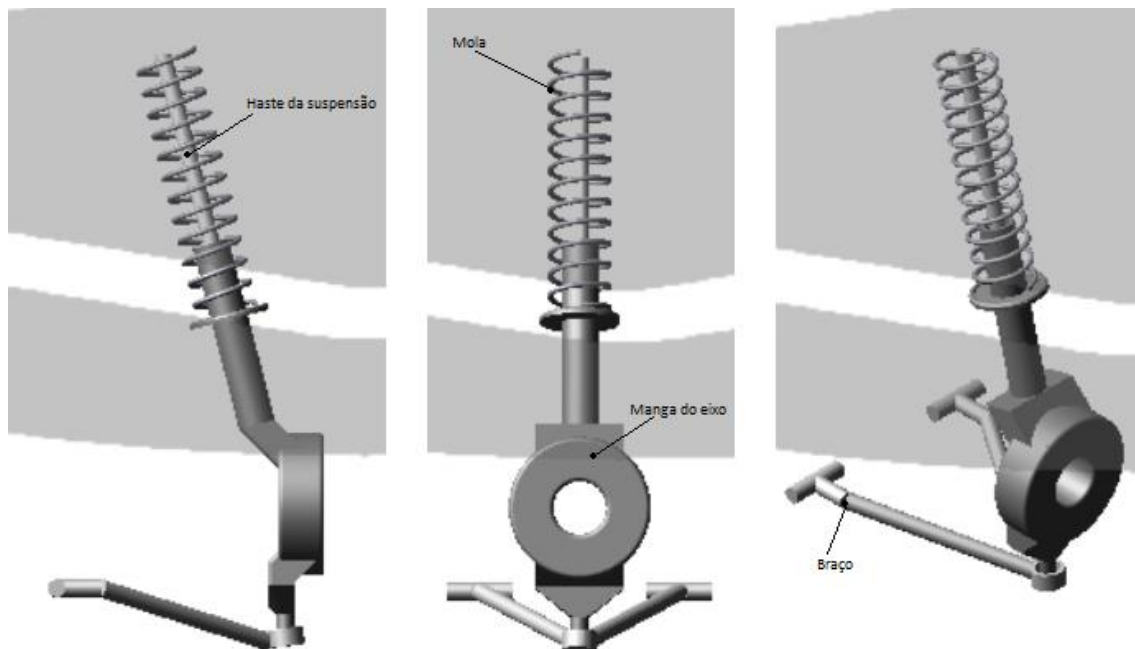
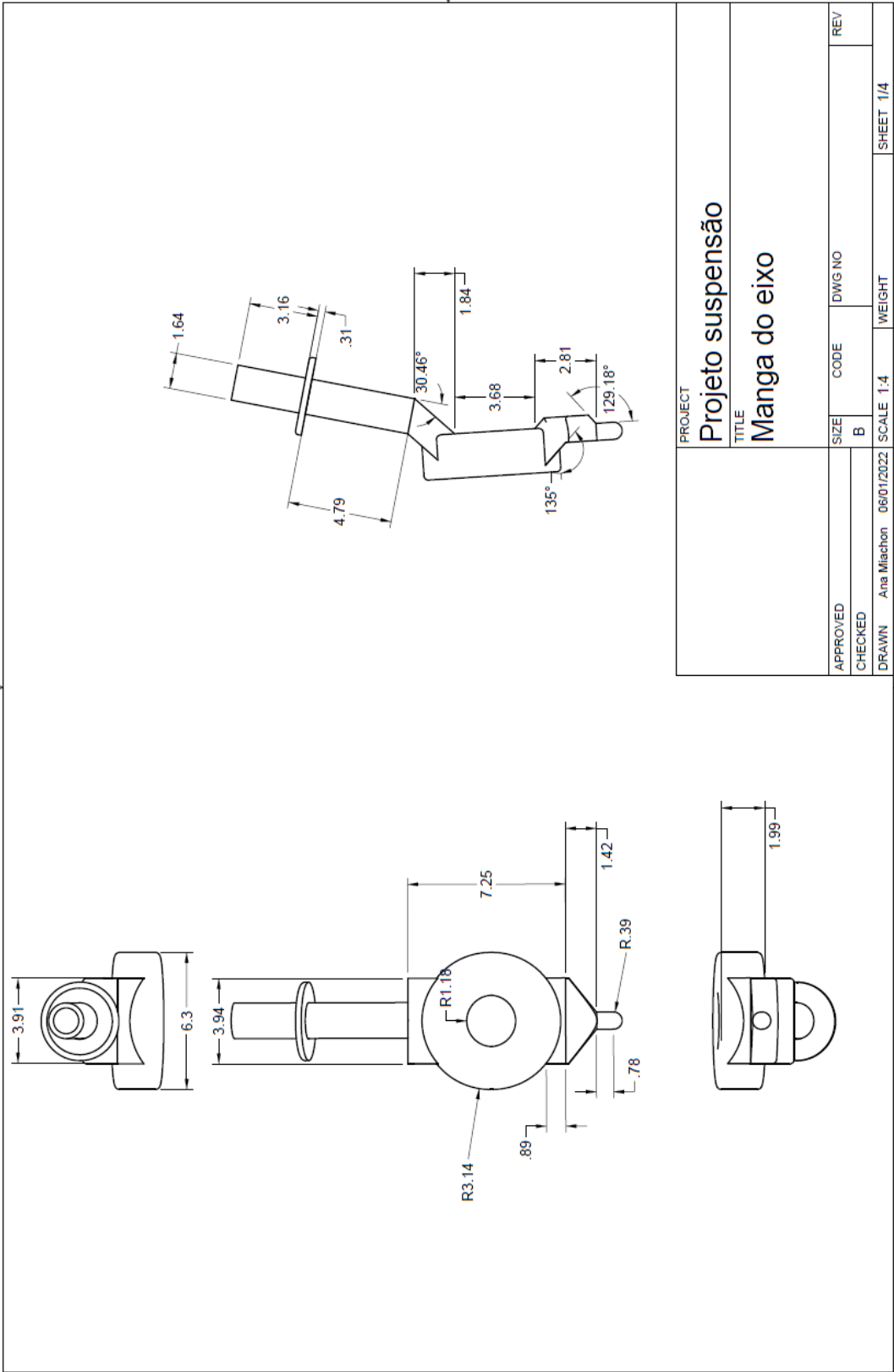


Figura 57 – Vistas da suspensão (Fonte: autoria própria)

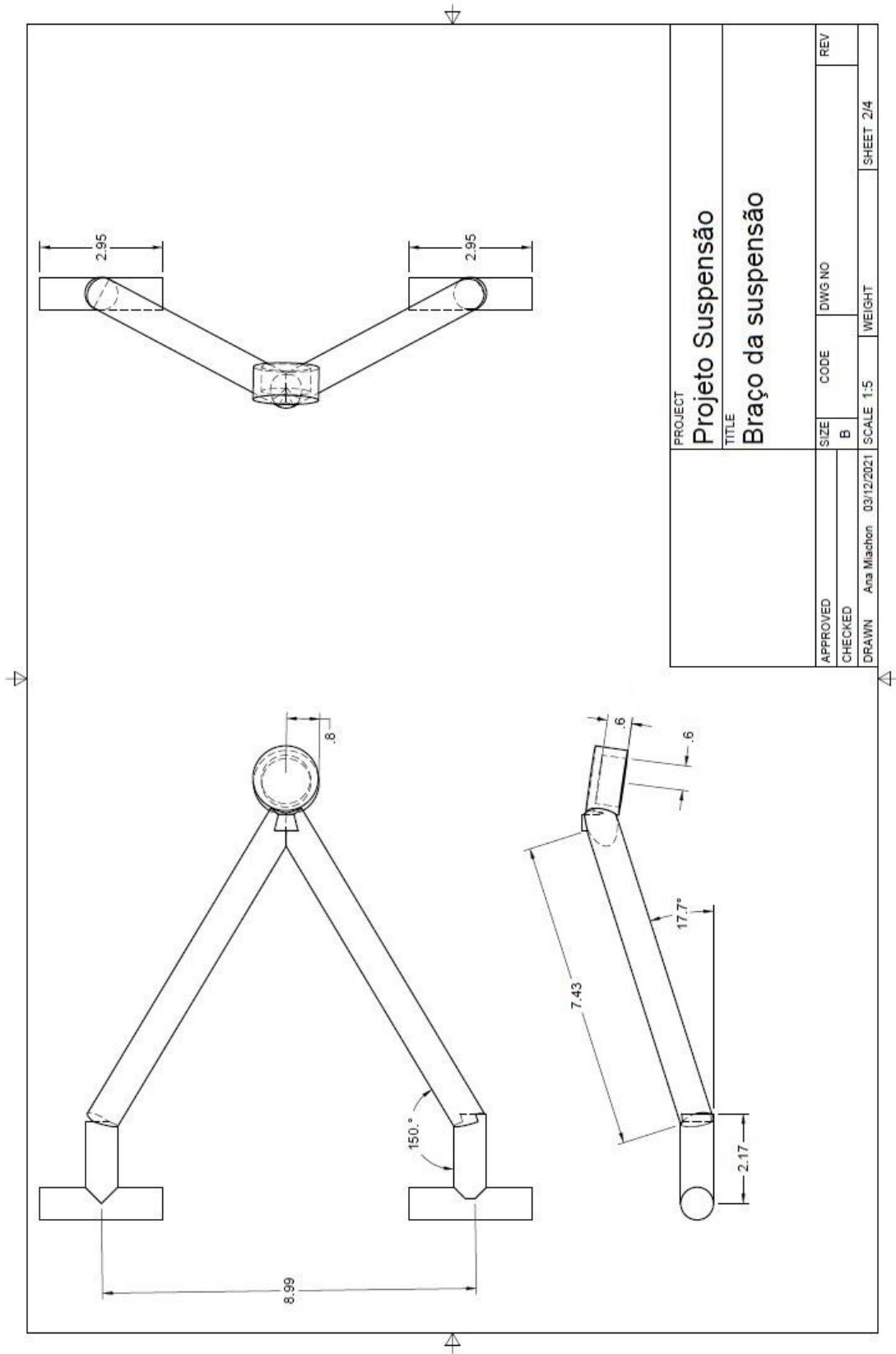
Como o foco do trabalho é o desempenho da suspensão, utilizamos as seguintes simplificações:

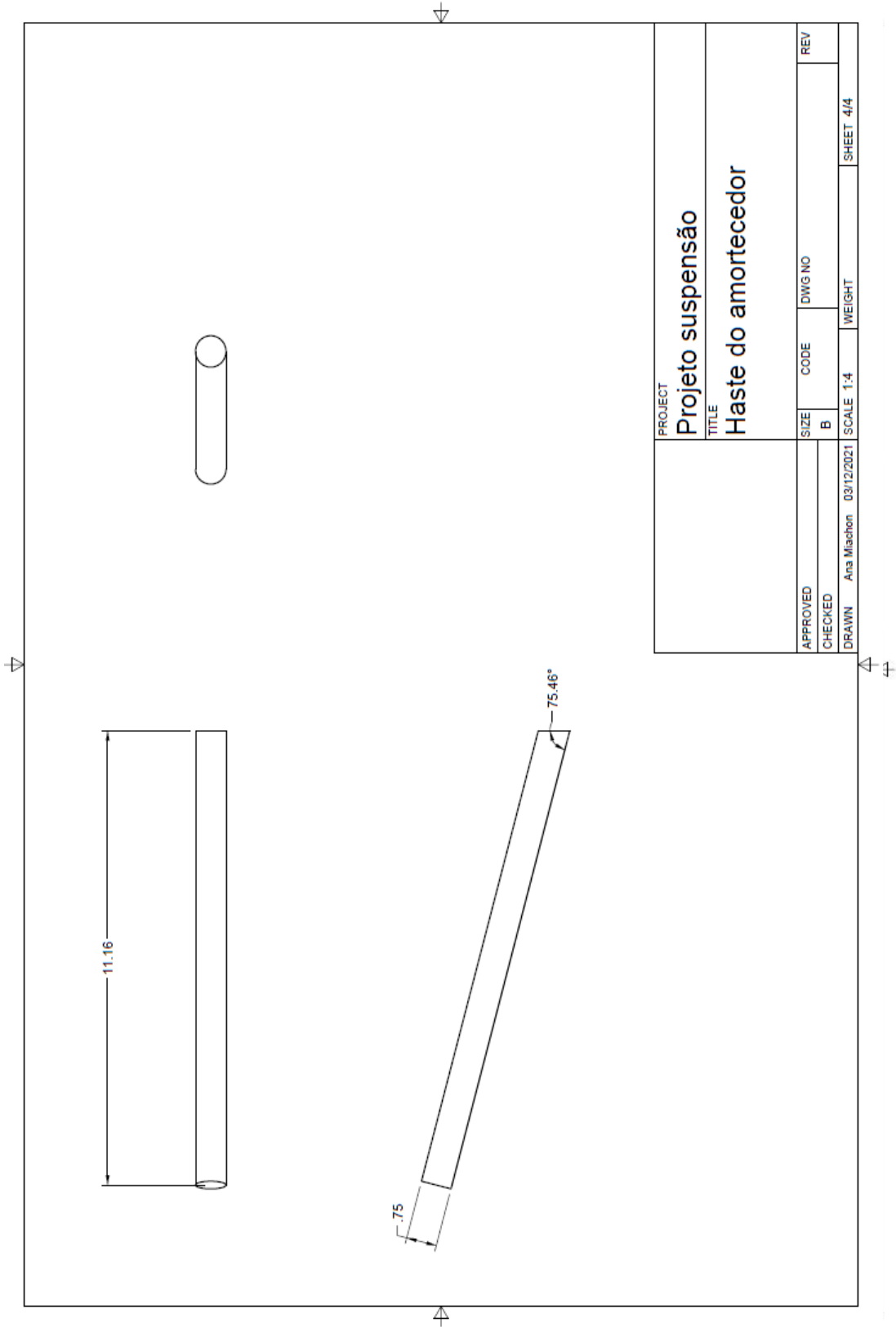
- Não foram desenhados os elementos de fixação, como parafusos;
- Os elementos de fixação entre a roda e a manga do eixo foram substituídos por juntas de fixação;
- As rótulas superior e inferior foram substituídas por uma junta esférica e uma junta cilíndrica, respectivamente;
- O movimento da roda é gerado por um eixo fixado à roda, acoplado ao motor e funciona como uma junta cilíndrica acoplada ao centro da manga do eixo, onde é aplicado o torque do motor, para o caso da suspensão traseira;

O projeto mecânico é apresentado a seguir.



PROJECT		Projeto suspensão	
TITLE		Manga do eixo	
APPROVED	SIZE	CODE	DWG NO
CHECKED	B		
DRAWN	Ana Mlachon	06/01/2022	SCALE 1:4
		WEIGHT	SHEET 1/4





PROJECT		Projeto suspensão	
TITLE		Haste do amortecedor	
APPROVED	SIZE	CODE	DWG NO
CHECKED	B		
DRAWN	Ana Machon	03/12/2021	SCALE 1:4
		WEIGHT	SHEET 4/4