



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DO SEMI-ÁRIDO
PRÓ-REITORIA DE GRADUAÇÃO
CENTRO MULTIDISCIPLINAR DE CARAÚBAS
CURSO DE BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

THUANNY RAVELLY BENICIO DE ASSIS

**ANÁLISE DA DINÂMICA VERTICAL (RIDE) DE UM VEÍCULO OFF ROAD DO
TIPO BAJA COM FOCO NO DESEMPENHO DAS MOLAS DE SUSPENSÃO**

CARAÚBAS

2019

THUANNY RAVELLY BENICIO DE ASSIS

**ANÁLISE DA DINÂMICA VERTICAL (RIDE) DE UM VEÍCULO OFF ROAD DO
TIPO BAJA COM FOCO NO DESEMPENHO DAS MOLAS DE SUSPENSÃO**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao
Curso de Engenharia Mecânica da
Universidade Federal Rural do Semiárido,
como requisito para a obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Rafael Bezerra Azevedo
Mendes

CARAÚBAS

2019

©Todos os direitos estão reservados à Universidade Federal Rural do Semi-Árido. O conteúdo desta obra é de inteira responsabilidade do (a) autor (a), sendo o mesmo, passível de sanções administrativas ou penais, caso sejam infringidas as leis que regulamentam a Propriedade Intelectual, respectivamente, Patentes: Lei nº 9.279/1996, e Direitos Autorais: Lei nº 9.610/1998. O conteúdo desta obra tornar-se-á de domínio público após a data de defesa e homologação da sua respectiva ata, exceto as pesquisas que estejam vinculadas ao processo de patenteamento. Esta investigação será base literária para novas pesquisas, desde que a obra e seu (a) respectivo (a) autor (a) seja devidamente citado e mencionado os seus créditos bibliográficos.

Ficha catalográfica elaborada pelo Sistema de Bibliotecas
da Universidade Federal Rural do Semi-Árido, com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

R848a Ravelly Benicio de Assis, Thuanny.
ANÁLISE DA DINÂMICA VERTICAL (RIDE) DE UM
VEÍCULO OFF ROAD DO TIPO BAJA COM FOCO NO
DESEMPENHO DAS MOLAS DE SUSPENSÃO / Thuanny
Ravelly Benicio de Assis. - 2019.
60 f. : il.

Orientador: Rafael Bezerra Azevedo Mendes.
Monografia (graduação) - Universidade Federal
Rural do Semi-árido, Curso de Engenharia
Mecânica, 2019.

1. Rigidez. 2. Comportamento. 3. Excitação. 4.
Deslocamento. I. Bezerra Azevedo Mendes, Rafael,
orient. II. Título.

O serviço de Geração Automática de Ficha Catalográfica para Trabalhos de Conclusão de Curso (TCC's) foi desenvolvido pelo Instituto de Ciências Matemáticas e de Computação da Universidade de São Paulo (USP) e gentilmente cedido para o Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal Rural do Semi-Árido (SISBI-UFERSA), sendo customizado pela Superintendência de Tecnologia da Informação e Comunicação (SUTIC) sob orientação dos bibliotecários da instituição para ser adaptado às necessidades dos alunos dos Cursos de Graduação e Programas de Pós-Graduação da Universidade.

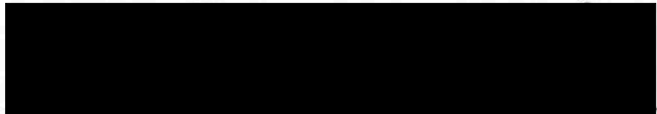
THUANNY RAVELLY BENICIO DE ASSIS

**ANÁLISE DA DINÂMICA VERTICAL (RIDE) DE UM VEÍCULO OFF ROAD DO
TIPO BAJA COM FOCO NO DESEMPENHO DAS MOLAS DE SUSPENSÃO**

Monografia apresentada a Universidade
Federal Rural do Semi-Árido como requisito
para obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica.

Defendida em: 12 / 08 / 2012.

BANCA EXAMINADORA


Rafael Bezerra Azevêdo Mendes (UFERSA), Prof. Me.
Presidente


Carlos Cássio de Alcântara, Eng. Me.
Membro Examinador


Raul César Silva de Medeiros, Eng.
Membro Examinador

Dedico este trabalho a Deus, aos meus avós Vera e Manoel, a minha família e aos amigos que me apoiaram e sempre acreditaram em mim.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por me permitir chegar até aqui, e ter me dado forças para enfrentar essa caminhada.

Aos meus avós Vera e Manoel, por sempre me incentivarem, que mesmo nas horas mais difíceis me apoiaram em minhas decisões, e nunca desistirem de mim.

A minha família por sempre acreditarem em mim, e por estarem presente durante toda a minha jornada acadêmica.

Aos colegas de universidade, por compartilharem todo o conhecimento adquirido.

A equipe Caraubaja SAE por me aceitar, e ter se tornado uma família para mim, me ensinando o trabalho em equipe, e pela disponibilidade em me ajudar sempre que necessário.

Aos professores Rafael Mendes e Diego David, pelas orientações, incentivos e paciência durante todo o período de construção desse trabalho.

Aos amigos que me deram força e não me deixaram por várias vezes desistir desse sonho.

Por fim, a todos aqueles que de forma direta ou indireta colaboraram para o meu crescimento pessoal e acadêmico.

Entrega o teu caminho ao Senhor; confia nele,
e ele o fará.

Salmos 37:5

RESUMO

No início da utilização dos veículos, as estradas por onde eles trafegavam não possuíam uma boa infraestrutura que oferecesse estabilidade e controle ao carro. No decorrer dos tempos com o avanço no ramo automobilístico, surgiu uma necessidade de aprimoramento nos estudos sobre a dinâmica veicular, a fim de compreender melhor o comportamento de um veículo quando submetido a diversos tipos de situações, e desenvolver técnicas que melhorassem o desempenho, o conforto e a segurança. O ramo que estuda esse tipo de comportamento é conhecido como *ride*, e é fundamentado nele que este trabalho vai apresentar uma análise computacional no software MSC ADAMS Car, aplicada para avaliação do desempenho dinâmico vertical de um veículo do tipo fora de estrada (Baja), com suspensão dianteira e traseira características do tipo Duplo A, tendo como foco o desempenho das molas de suspensão. Para essas análises foram feitas coletas dos dados e parâmetros individuais do veículo, utilizando o projeto criado no *Autodesk Inventor* e em seguida simulações alterando os valores das constantes das molas. Como resultados foi observado a influência da rigidez da mola no comportamento dinâmico veicular, utilizando valores de constantes diferentes, como também obtidos gráficos representativos descrevendo o comportamento da massa suspensa e das molas para cada variação feita. Os perfis de pista utilizados neste trabalho foram *swept sine* e rampas. De acordo com cada simulação feita, foi possível determinar uma constante de mola que melhor se comportasse quando submetidas a algumas situações.

Palavras-chave: Rigidez; Comportamento; Excitação; Deslocamento.

ABSTRACT

At the beginning of the use of vehicles, the roads where they drive did not have a good infrastructure that offers stability and control the car. In the course of time with the breakthrough in the automotive branch, there was a need for improvement in studies of vehicle dynamics, the end and gain a better understanding of the behavior of a vehicle when subjected to various types of situations, and develop techniques to improve the performance, comfort and safety. The branch that studies this kind of behavior is known as ride, and is based on it that this work will present a computational analysis in software MSC ADAMS Car, applied for evaluation of dynamic performance of a vehicle of the type off road (Baja), with front and rear suspension features Double A type, focusing on the performance of the suspension springs. For these analyses were made of the data collections and individual parameters of the vehicle, using the project created in Autodesk Inventor and then simulations changing values of the front springs. As a result it was observed the influence of spring stiffness on dynamic behavior, using constant values, as also obtained representative graphics describing the behavior of the sprung mass and of the springs for each variation made. The track profiles used in this work were swept sine and ramps. According to each simulation made, it was possible to determine a spring that better behaved when subjected to certain situations.

Keywords: Rigidity; Behavior; Excitement; Offset.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Bump e Rebound	4
Figura 2: Suspensão Duplo A	6
Figura 3: Feixe de molas	7
Figura 4: Molas helicoidais	7
Figura 5: Amortecedor hidráulico convencional.....	8
Figura 6: Amortecedor pressurizado	9
Figura 7: Constituintes do pneu	10
Figura 8: Tipos de pneus	10
Figura 9: Buchas ou isoladores.	11
Figura 10: Coordenadas de um veículo.....	12
Figura 11: Fluxograma da dinâmica vertical.....	14
Figura 12: Modelo de ¼ do veículo	16
Figura 13: Relação de transmissibilidade à massa suspensa devido a excitações impostas. ..	17
Figura 14: Espectros de aceleração da massa suspensa com diferentes frequências naturais de massa suspensa.	18
Figura 15: Espectros de aceleração da massa suspensa com diferentes fatores de amortecimento.	19
Figura 16: Fluxograma da metodologia empregada.....	21
Figura 17: Modelo da suspensão dianteira no Adams Car.....	22
Figura 18: Modelo da suspensão traseira no Adams Car	23
Figura 19: Modelo da direção no Adams Car	23
Figura 20: Modelo do protótipo montado no ambiente Adams Car	24
Figura 21: Curva do amortecimento dianteiro	24
Figura 22: Curva de amortecimento traseiro.....	25
Figura 23: Método do four post	26
Figura 24: Rampa	27
Figura 25: Curva de excitação para amplitude de 10 mm.....	28
Figura 26: Curva de excitação para amplitude de 20 mm.....	28
Figura 27: Deslocamento da massa suspensa do veículo para uma mola de constante 16 N/mm	29
Figura 28: Deslocamento da massa suspensa para as molas de rigidez 16 e 20 N/mm	30

Figura 29: Comprimento das molas de rigidez 16 e 20 N/mm	31
Figura 30: Deslocamento das molas de rigidez 16 e 20 N/mm.....	31
Figura 31: Curvas de deslocamento da massa suspensa para as molas de rigidez 16 e 24 N/mm	32
Figura 32: Comprimento das molas de rigidez 16 e 24 N/mm	32
Figura 33: Deslocamento das molas de rigidez 16 e 24 N/mm.....	33
Figura 34: Deslocamento da massa suspensa para as molas de rigidez 16 e 28 N/mm	33
Figura 35: Comprimento das molas de rigidez 16 e 28 N/mm	34
Figura 36: Deslocamento das molas de rigidez 16 e 28 N/mm.....	34
Figura 37: Deslocamento da massa suspensa com diferentes amplitudes para a mola de constante 16 N/mm.....	35
Figura 38: Deslocamento da massa suspensa com diferentes amplitudes para a mola de constante 24 N/mm.....	35
Figura 39: Deslocamento da massa suspensa com diferentes amplitudes para a mola de constante 28 N/mm.....	36
Figura 40: Comportamento da mola de constante 16 N/mm com diferentes amplitudes.	36
Figura 41: Comportamento da mola de constante 24 N/mm com diferentes amplitudes.	37
Figura 42: Comportamento da mola de constante 28 N/mm com diferentes amplitudes.	37
Figura 43: Perfil do obstáculo tipo rampa.....	38
Figura 44: Curva relativa do deslocamento da massa suspensa na passagem em uma rampa com uma mola de rigidez de 24 N/mm.....	38
Figura 45: Curva relativa da resposta da mola de 24 N/mm.....	39
Figura 46: Curva relativa do deslocamento da massa suspensa na passagem em uma rampa com uma mola de rigidez de 28 N/mm.....	39
Figura 47: Curva relativa da resposta da mola de 28 N/mm.....	40

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Características geral do veículo.....	22
Tabela 2: Valores de amortecimento para os amortecedores dianteiros e traseiros	25
Tabela 3: Valores da rigidez dos pneus dianteiros e traseiros.....	25

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS.....	2
2.1. OBJETIVO GERAL	2
2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	2
3. REFERENCIAL TEÓRICO.....	3
3.1. SUSPENSÃO.....	3
3.2. PARÂMETROS DE SUSPENSÃO.....	3
3.2.1. <i>Bump ou Jounce e Rebound</i>	4
3.2.2. Massas suspensa e não suspensa	4
3.3. SUSPENSÃO DUPLO A.....	5
3.4. COMPONENTES DOS SISTEMAS DE SUSPENSÃO.....	6
3.4.1. Molas	6
3.4.2. Amortecedor	7
3.4.3. Pneu	9
3.4.4. Buchas ou isoladores	11
3.5. DINÂMICA VEICULAR	12
3.5.1. Dinâmica Vertical (<i>Ride</i>).....	13
3.5.2. Fontes de excitação.....	14
3.5.3. Resposta dinâmica do veículo.....	15
3.5.4. Influência da rigidez na suspensão	17
3.5.5. Influência do amortecimento na suspensão	18
3.6. SOFTWARE ADAMS CAR.....	19
4. METODOLOGIA DA PESQUISA.....	21
4.1. DESENVOLVIMENTO DO MODELO MULTICORPOS DO VEÍCULO	21
4.2. DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DOS AMORTECEDORES E PNEUS	24
4.3. SIMULAÇÃO	25
4.4. PERFIL DAS PISTAS	27
5. RESULTADOS E DISCURSÕES.....	28
5.1. SIMULAÇÃO COM EXCITAÇÃO DO TIPO <i>SWEPT SINE</i>	28
5.1.1. Análises da situação 1	29
5.1.2. Análises da situação 2	35

5.2. SIMULAÇÃO COM EXCITAÇÃO DO TIPO ROAD PROFILES	37
6. CONCLUSÃO	41
7. TRABALHOS FUTUROS.....	43
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	44

1. INTRODUÇÃO

No início da utilização dos veículos, as estradas por onde eles trafegavam não possuíam uma boa infraestrutura que oferecesse estabilidade e controle ao carro, como também conforto aos passageiros. Com isso surgiu a necessidade da adaptação de um sistema de suspensão, a fim de diminuir esse o desconforto e outros fatores provenientes das irregularidades. Com o passar do tempo, adquiriu papel fundamental na manutenção da integridade das cargas, no aumento de segurança, e em melhorar as condições de aderência no contato pneu-solo (Freitas Jr, 2006)

O ramo que estuda o comportamento e o movimento da suspensão é a dinâmica vertical (ride). O foco dessa análise é avaliar os movimentos do veículo sobre efeitos da pista e está diretamente ligado aos comportamentos dos componentes do sistema de suspensão (DINIZ, 2014)

Durante o movimento da suspensão de um veículo, vários fatores podem influenciar no seu desempenho, e um deles é a mola. Esse componente apresenta como função absorver os impactos ocasionados pelas irregularidades da pista, suportar o peso e aferir altura ao veículo, as molas se tornam um problema quando não aplicadas corretamente, como por exemplo a dificuldade de transpor obstáculos como valas ou rampas. Efeitos de um mal desempenho das molas em um veículo *off road* está ligado também ao surgimento de vibrações indesejadas que podem influenciar diretamente no conforto do piloto, na funcionalidade do sistema e causar falhas catastróficas nos componentes de suspensão (Oliveira et al., 2014)

Sabendo que a suspensão tem grande importância em um veículo, e que o seu principal elemento elástico, a mola, influencia numa parcela importante no desempenho e eficiência dinâmica do veículo, uma análise mais criteriosa e técnica se faz necessário a fim de determinar os parâmetros básicos das molas com intuito de obter um melhor comportamento para uma dada situação. Em um veículo do tipo *off road*, o bom desempenho das molas irá resultar em maiores absorções de energia e menores índices de desconforto e vibração, ocasionando assim num melhor desempenho global do protótipo (Diniz, 2014).

Sendo assim, esse trabalho irá abordar apenas um tipo de suspensão, a Duplo A, que é caracterizada como independente possuindo alta resistência e que possibilita o melhor controle de parâmetros. Nele serão apresentados parâmetros relevantes para o estudo, como: *bump* e *rebound*, tipos de molas, massa suspensa e não suspensa, entre outros, juntamente com o software MSC ADAMS/Car, onde serão feitas as análises, baseadas nas alterações dos valores das constantes das molas dianteiras.

2. OBJETIVOS

2.1. OBJETIVO GERAL

Analisar por meio de um software o desempenho das molas e a dinâmica vertical de um protótipo baja.

2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Fazer simulações com molas de diferentes constantes elásticas para a dianteira do veículo;
- Analisar as amplitudes de vibração na suspensão e na massa suspensa;
- Observar o desempenho de cada conjunto de mola;
- Definir qual conjunto de molas dianteiras se comportam melhor.

3. REFERENCIAL TEÓRICO

3.1. SUSPENSÃO

Segundo Lira (2012), a suspensão é o conjunto de componentes que faz a ligação entre as rodas e a carroceria do veículo, que se dão de acordo com as características da suspensão aplicada e ao uso que o veículo é destinado, determinando o conforto e características de dirigibilidade.

Barbieri (2009), define bem as funções primárias de uma suspensão, são elas:

- Fornecer elasticidade vertical para que as rodas possam acompanhar as irregularidades da pista, isolando o chassi dessas irregularidades;
- Manter as rodas com as altitudes adequadas;
- Reagir às forças produzidas no contato pneumático pavimento;
- Resistir ao rolamento do chassi/carroceria;
- Manter contato dos pneus com a pista com a mínima variação das forças normais.

Ainda no conceito das funções de uma suspensão, Kaffka (2009) ressalta que uma boa suspensão deve obedecer três princípios básicos: isolamento ao solo, adesão ao solo e capacidade de curva.

Além disso, Júnior (2006) acrescenta que a suspensão de um veículo também desempenha papel fundamental no isolamento das vibrações causadas por excitações externas, como da pista, e tem como alguns objetivos melhorar o conforto dos passageiros, como também melhores condições de aderência pneu-solo.

Em um automóvel, a suspensão é responsável pela interface entre a pista, que possui irregularidades, e a carroceria, cujas acelerações são percebidas pelo condutor e passageiro (YAMAGATA, 2012).

O sistema de suspensão tem papel importante no veículo e possui influência direta sobre o seu desempenho dinâmico e conforto do usuário. Como observado, entre os diversos conceitos, o mesmo objetivo é desejado, um maior contato entre o pneu e o solo, que acarretará uma melhor segurança e estabilidade, uma redução na vibração, como também capacidade de realizar curvas (DINIZ, 2014).

3.2. PARÂMETROS DE SUSPENSÃO

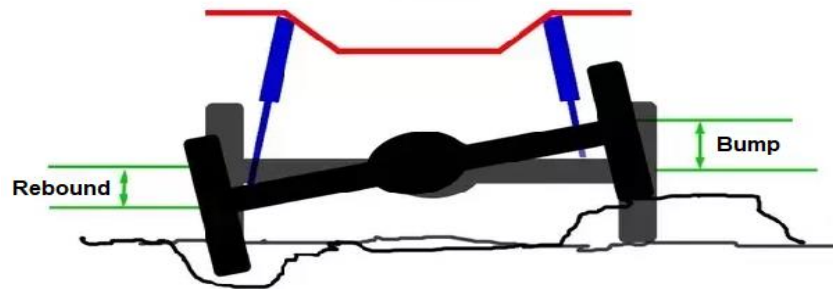
É de grande importância conhecermos alguns parâmetros de suspensão como Bump e Rebound, e massa suspensa e não suspensa, para um melhor entendimento.

3.2.1. *Bump e Rebound*

De acordo com Vargas (2011) os parâmetros *Bump* e *Rebound*, mostrados na Figura 1, podem ser definidos como:

- *Bump*: Deslocamento relativo entre a massa suspensa e a massa não suspensa em um sistema de suspensão onde a distância entre as massas diminui em relação à condição estática.
- *Rebound*: Deslocamento entre a massa suspensa e a massa não suspensa em um sistema de suspensão onde a distância entre essas massas aumenta em relação à condição estática.

Figura 1: *Bump e Rebound*



Fonte: Adaptado de DUARTE (2017)

3.2.2. Massas suspensa e não suspensa

A massa suspensa de um veículo consiste na massa total dos elementos que são sustentados pelas molas. Entre estes elementos estão a carroceria, chassi, motor, câmbio e a massa dos ocupantes do veículo (REZENDE, 2007). A análise da posição do Centro de Gravidade da massa suspensa é importante para analisar o quanto o carro rola em curvas (GILLESPIE, 1992).

A partir da inclusão das molas, os veículos (carruagens na época) passaram a apresentar um modo de vibrar com movimento predominante vertical da massa suspensa, como corpo rígido, oscilando sobre as molas da suspensão. Esse modo de vibrar é até hoje conhecido como modo de vibrar de massa suspensa (PERSEGUIM, 2005).

Já a massa não suspensa é o nome atribuído a todos os elementos que não são sustentados pelas molas. Fazem parte deste grupo os pneus, as rodas, os eixos, alguns elementos do sistema de direção e o diferencial, quando este não é montado no chassi (REZENDE, 2007).

O termo massa não suspensa é utilizado para definir os componentes do veículo que estão diretamente sujeitos aos choques da superfície da estrada, e estão ligadas às massas suspensas através dos componentes de suspensão onde sua vibração é transmitida às massas suspensas através das molas, de forma que suas massas vibrem em uma gama de frequências diferentes (MONDADORI, 2017).

3.3. SUSPENSÃO DUPLO A

Com o desenvolvimento dos veículos, diversos tipos de suspensão surgiram, a fim de satisfazer situações diferentes. Conforme Lira (2012), elas são classificadas de duas formas: Suspensão Dependente (ou Eixo Rígido) e Suspensão Independente.

Caracterizada como independente, a suspensão duplo A, vista na Figura 2, é conhecida também como *Short Long Arm* (SLA) ou *Double Wishbone*. De acordo com Rezende (2007), esse tipo de suspensão permite o movimento de cada roda sem afetar a outra, possui um maior controle da geometria e maior espaço de trabalho. A mesma pode ser utilizada na dianteira ou traseira do veículo, e é composta por dois braços de controle transversais em cada lado do veículo, conectados ao chassi e a manga de eixo.

Almeida (2012) afirma que essa suspensão é amplamente utilizada em carros de alto desempenho, uma vez que possibilita um melhor ajuste de parâmetros como ângulo de caster e camber, que estão relacionados com a cinemática do trabalho da suspensão.

Diniz (2014) retrata que as variações desse sistema de suspensão estão associadas às mudanças de inclinação e comprimento dos braços de controle. Por sua vez, Okabe (2003) completa que quando utilizada a configuração de braços paralelos e de mesmo comprimento, terá a vantagem de o centro de rolagem estar posicionado no solo, porém o ângulo de inclinação da roda irá acompanhar a inclinação do chassi, o que irá ocasionar a perda de apoio do veículo em curvas, pois o ponto de contato do pneu fica mais próximo do centro de gravidade.

Por outro lado, quando utilizado a configuração da suspensão com braços de mesmo comprimento e inclinação diferente, esta poderá atingir um baixo centro de rolagem e auxiliar na transferência de peso durante uma curva. Apresenta também como vantagem, o fácil posicionamento dos pontos de apoio (Okabe, 2003).

Figura 2: Suspensão Duplo A



Fonte: Autoria própria

3.4. COMPONENTES DOS SISTEMAS DE SUSPENSÃO

3.4.1. Molas

De acordo com Santos, Andreade e Fagundes Junior (2017), a mola de suspensão é um componente ligado diretamente com a função de absorver as irregularidades da pista. Ela pode ser do tipo feixe de mola ou helicoidal, e trabalha em conjunto com o amortecedor. A mola produzida com material aço tipo mola e é muito flexível, tornando este componente essencial no fenômeno do amortecimento.

- Feixe de molas

O feixe de molas (Figura 3) é composto por várias camadas de metal, também chamadas de lâminas, colocadas juntas para atuarem como uma única peça. O parâmetro que caracteriza o feixe de molas é sua constante elástica, que normalmente não é um valor constante, e pode variar de acordo com o peso do veículo e com o deslocamento da suspensão, de acordo com Ferreira (2003).

Esse tipo de mola, descrito por Almeida (2012), é bastante utilizado em veículos pesados ou com grande capacidade de carga, como caminhões, ônibus e caminhonetes, apesar de já ter sido utilizado em carros de passeio antigamente.

Figura 3: Feixe de molas



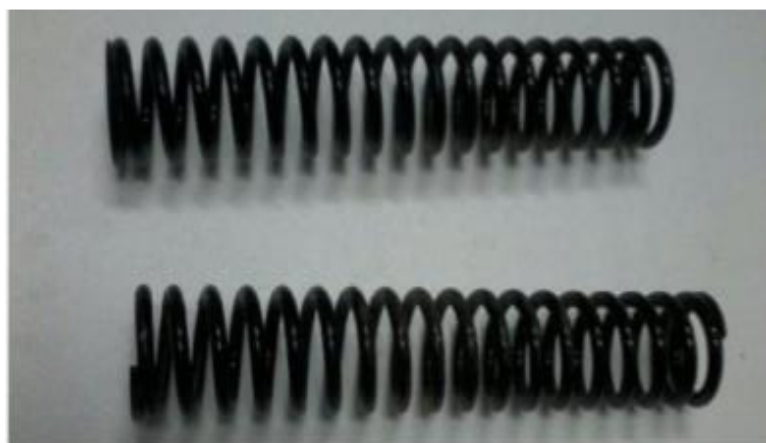
Fonte: DUARTE (2017)

- Molas helicoidais

Barbieri (2009) descreve que uma mola helicoidal consiste numa barra de torção especial que acumula a energia produzida pelo movimento alternado ascendente e descendente. Essas molas, mostradas na Figura 4, utilizam propriedades torcionais para produzir uma rigidez retilínea e são largamente utilizadas em suspensões independentes ou de eixos rígidos.

Para Rezende (2007) algumas das vantagens desse tipo de mola estão relacionadas ao seu menor peso, quando comparada ao feixe de molas, a necessidade de pequenos espaços para montagem, facilidade de manutenção e maior liberdade de projeto. Diniz (2014), cita que como desvantagem, dependendo do seu comprimento, a mola poderá flambar, precisando assim, em muitos casos, de ser montada guiada numa haste.

Figura 4: Molas helicoidais



Fonte: DUARTE (2017)

3.4.2. Amortecedor

A função de um amortecedor, segundo Kaffka (2009), é controlar o deslocamento indesejado da mola reduzindo a amplitude do movimento oscilatório. Há dois tipos de

amortecedores: o hidráulico (convencional) e o pressurizado. Estes, com uma tecnologia diferenciada e com a aplicação de uma carga de gás, evitam a formação de bolhas de ar no óleo do amortecedor, garantindo assim, um bom funcionamento quando expostos a situações de uso intenso e propiciando mais estabilidade ao veículo.

O principal parâmetro que caracteriza o amortecedor é o coeficiente de amortecimento. Este coeficiente pode ter valores diferentes para o veículo carregado e vazio e pode também variar com o deslocamento da suspensão (FERREIRA, 2003).

- Amortecedores hidráulicos convencionais

Amortecedores hidráulicos convencionais, mostrado na Figura 5, são do tipo que utilizam algum tipo de óleo como fluido de trabalho. O funcionamento desse tipo de amortecedor, se dá a partir da energia transferida pela mola, que segue pela haste para dentro pistão. O que permite o movimento da haste para cima e para baixo, é a passagem do fluido pelos orifícios no pistão, essa passagem ocorre em pequenas quantidades, porém sob grande pressão, fazendo com que o pistão desacelere o sistema.

Figura 5: Amortecedor hidráulico convencional



Fonte: Autoria própria

Quanto ao coeficiente de amortecimento, de acordo com Santos, Andrade e Fagundes Junior (2017), os amortecedores hidráulicos possuem uma série de variáveis que podem ser estudadas para se obter um coeficiente, são alguns: design de válvulas; quantidade de orifícios; diâmetro dos orifícios; vazão máxima da válvula, formato dos orifícios; densidade do fluido; viscosidade do fluido; entre outros. Comprovando assim que o projeto de um amortecedor é algo bastante complexo e específico.

- Amortecedores pressurizados

Também conhecido como amortecedor pneumático, é aquele que terá como fluido de trabalho ar ou algum outro gás pressurizado. Este modelo de amortecedor, visto na Figura 6, possui duas grandes vantagens, apresentadas por Kaffka (2009): a possibilidade de pressurizar com gás nitrogênio, melhorando o desempenho e garantindo maior instabilidade do veículo, além de aumentar vida útil do componente, e permitir uma excelente regulagem na pré carga da mola.

Figura 6: Amortecedor pressurizado



Fonte: Autoria própria

Para Iezzo (2010), os amortecedores possuem vantagens sobre os não pressurizados, como: resposta da válvula mais rápida em pequenas amplitudes, melhoria no conforto da suspensão, menor degradação das características originais de amortecimento sob condições extremas, redução dos ruídos de fluxo, o amortecedor continua funcional mesmo se ocorrer perda de gás.

3.4.3. Pneu

O pneu é um elemento que tem enorme influência no comportamento dinâmico do veículo. É responsável, de acordo com Vargas (2011) pela interface entre o veículo e solo, transmitindo os esforços necessários para o seu controle, estabilidade e segurança. Existem algumas condições dinâmicas que estão no cotidiano da estrutura de um pneu, como: absorção de irregularidades, impactos, solicitação de aceleração, frenagem, e forças laterais.

O perfil do pneu é um dos fatores influenciadores no seu comportamento. Nicolazzi, Rosa e Leal (2001), explica que os pneus de perfis mais baixos permitem melhor performance a alta velocidade, maior capacidade de carga, desgaste mais reduzido, porém são mais desconfortáveis, pois os flancos (constituintes que protegem a carcaça) são mais curtos,

reduzido a flexibilidade vertical e lateral, ou seja, ele não se deforma tanto quando sob carga. As partes constituintes do pneu são a carcaça e a banda de rodagem.

Duarte (2017) descreve os constituintes do pneu. A carcaça, primeira parte, é composta geralmente de aço e é responsável por deixar o ar pressurizado dentro do pneu. A segunda parte, a banda de rodagem, é composta por uma borracha e é a parte do pneu que entra em contato direto com o solo. Na Figura 7 é possível observar os constituintes detalhadamente.

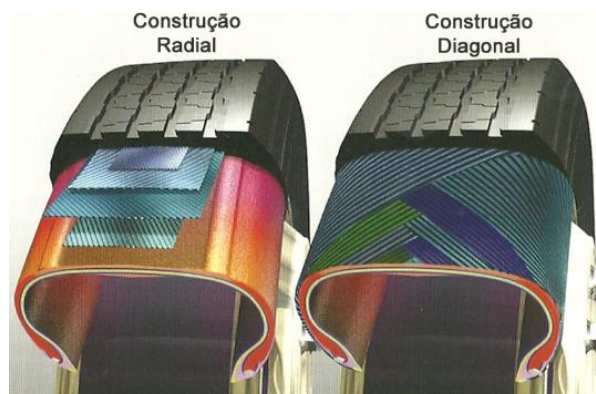
Figura 7: Constituintes do pneu



Fonte: Adaptado de Duarte (2017)

Diniz (2014) completa classificando os pneus em dois grupos: pneus radiais e pneus diagonais. A diferença entre eles está na inclinação das lonas montadas na carcaça. Os pneus radiais apresentam lonas organizadas paralelamente entre si, de modo que tenham 90° em relação ao plano de rodagem. Já os diagonais apresentam lonas sobrepostas segundo uma variação angular entre 35° e 40°. Essa diferença é vista na Figura 8.

Figura 8: Tipos de pneus



Fonte: Retirado em <https://crmotors.wordpress.com/2016/12/30/saiba-a-diferenca-de-um-pneu-diagonal-para-um-radial/>

3.4.4. Buchas ou isoladores

Elementos de ligação localizados nas articulações que unem a suspensão ao chassi, as buchas ou isoladores tem como função isolar a vibração que não foi totalmente filtrada pelo sistema de suspensão. Em geral, as buchas são feitas de borracha, mas podendo ser fabricadas de outros materiais, como tecnil e poliuretano (PU), por exemplo.

As buchas de borracha apresentam vantagens sobre as fabricadas com outros materiais, pois não precisam de lubrificação, oferece melhor isolamento das excitações da pista, possuem um alto grau de complacência e apresentam menor custo de fabricação (Rezende, 2007).

A deflexão excessiva de buchas de borracha pode ter vários efeitos adversos no manuseio de alto desempenho (ADAMS, 1993). Na maioria das condições de condução, a bucha de borracha atende as necessidades, porém em situações em que a condução de alto desempenho exige menos deflexão, esse tipo de bucha não é capaz. Essa deflexão pode causar efeitos de cambagem e redução nas forças de curva, acarretando problema em veículos com suspensões dianteira e traseira independente. Quando utilizado outro material, mais resistente, a deflexão será menor e consequentemente haverá menos perda da força e maior controle de curvatura.

Em contrapartida, Diniz (2014), ressalta que esse efeito causado pelas deflexões pode ser favorável em alguns projetos de suspensão traseira, em que o veículo necessita de características sobreesterçantes, pois as forças dinâmicas em curvas produzirão deflexões nos componentes isoladores que resultará numa variação de convergência benéfica para obter o sobreesterçamento.

A Figura 9, mostra algumas buchas.

Figura 9: Buchas ou isoladores.



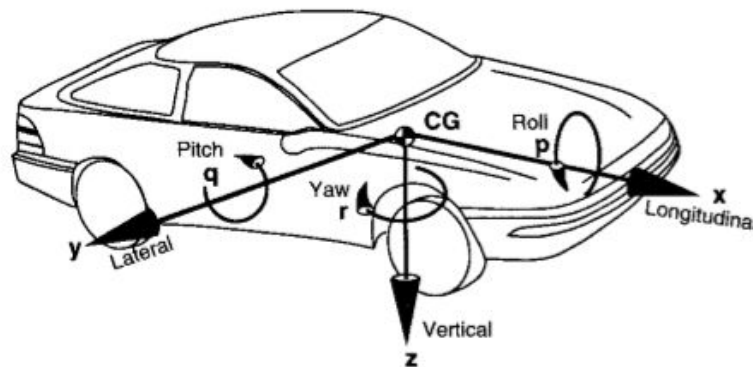
Fonte: DINIZ (2014)

3.5. DINÂMICA VEICULAR

Entende-se por dinâmica veicular a que estuda o movimento dos corpos e dos esforços que o originam. E ela pode ser dividida em três áreas de análise: Dinâmica Lateral, Dinâmica Vertical e Dinâmica Longitudinal.

A dinâmica longitudinal: estuda o movimento longitudinal (x) e as rotações em torno de (y) em resposta a torques aplicados às rodas (Figura 10). A dinâmica vertical compreende o movimento vertical (z) e as rotações em torno de x (*roll*) e y (*pitch*) em função de irregularidades do pavimento. E a dinâmica lateral envolve o movimento lateral (y) e as rotações (z) e (x) como resultado da atuação no volante (RUTHES, 2016).

Figura 10: Coordenadas de um veículo



Fonte: GILLESPIE (1992)

Os movimentos da carroceria do veículo, tanto para os aspectos de conforto como para os de dirigibilidade, são resultantes do perfil da pista de rodagem e dos comandos de entrada do motorista, e estão associados com o movimento da suspensão. Portanto, é necessário especificar os vários aspectos da posição e forma do corpo do veículo, suspensão e pneus. A posição do corpo do veículo é especificada pelos movimentos de *bounce*, *pitch*, *roll* e *yaw* (IEZZO, 2010).

O fenômeno *bounce*, caracteriza-se pela movimentação vertical da carroceria do veículo, em resposta às mudanças de elevação da pista que trafega. Tal movimento se dá em baixas frequências, nas faixas de frequência dos modos de vibrar de suspensão. (DUARTE, 2010). Determinado somente pela dinâmica vertical, sem que ocorra *pitch* e *roll*, pode ser facilmente percebido pelo passageiro, quando por exemplo, o veículo passar por uma imperfeição do pavimento e este for impulsionado para cima e depois para baixo (Oliveira et. Al, 2014).

Pitch também conhecido como inclinação ou arfagem, corresponde ao movimento de acoplamento das dinâmicas vertical e longitudinal. Também é facilmente percebido quando o passageiro desta vez sentir um efeito “gangorra” sempre que passar pelas imperfeições da pista. (Oliveira et al., 2014). Esse movimento está associado à frenagem e as acelerações transientes em respostas às irregularidades da pista de rodagem, e provocam vibrações na massa não suspensa resultando em um aumento no desconforto do passageiro (Iezzo, 2010).

O movimento de *roll* é basicamente o acoplamento das dinâmicas vertical e lateral, podendo ser percebida em curvas de média ou alta velocidade, quando os passageiros são impulsionados contra as portas do veículo. (Oliveira et al., 2014). A rolagem da suspensão é formalmente definida como uma rotação da massa suspensa do veículo sobre um eixo passante com relação a uma linha transversal unindo um par de entre centros de rodas (*Roll Axis*) (Iezzo, 2010).

Por fim, o movimento *yaw* é denominado por Nicolazzi (2008) como o ângulo de giro da carroceria em torno do eixo z, também conhecido como ângulo de guinada. Podem ser provocados pelas forças laterais aplicadas a carroceria, ou pela ação dos ventos (Gillespie, 1992).

A área de estudo deste trabalho, será a dinâmica vertical, com suas influências no comportamento do veículo.

3.5.1. Dinâmica Vertical (*Ride*)

A partir da definição de Santos (2007), dinâmica vertical trata-se do estudo do movimento do veículo na direção vertical, compreendendo deslocamento, velocidade e aceleração nesta direção, e ainda os movimentos de arfagem e rolagem. Este tipo de estudo envolve subsistemas que são afetados principalmente pelas irregularidades na pista, como suspensão e chassi.

O desempenho vibratório de um veículo é um dos critérios mais importantes quando as pessoas buscam avaliar a qualidade do projeto e da construção. Por se tratar de um critério subjetivo, há uma enorme dificuldade em desenvolver um método completamente eficaz para a análise de desempenho do “ride” de um veículo (GILLESPIE, 1992).

Existem faixas de vibrações que indicam o tipo de sensação a qual o condutor e os passageiros estão suscetíveis a sentir. São eles: (Ruthes, 2016)

- $0 < f < 25$ Hz (sensação tátil)
- $25 < f < 100$ Hz (sensação de aspereza)
- $25 < f < 20000$ Hz (sensação de ruído audível)

No que se refere a frequências de vibrações, valores de 0 a 25 Hz é denominada *ride*, sendo este utilizado em referência a vibrações táteis e visuais apresentadas pelo veículo (Branco, 2014).

Além disso, a dinâmica vertical pode ser dividida em três subproblemas principais: modelagem e caracterização das fontes de excitação; respostas do veículo às excitações; e previsão e caracterização da resposta dos passageiros a vibração (BARBIERI, 2009). Como descrito no fluxograma da Figura 11.

Figura 11: Fluxograma da dinâmica vertical.



Fonte: Adaptado de BARBIERI (2009)

3.5.2. Fontes de excitação

De acordo com Mondadori (2017), fontes de excitação são todos os fatores que podem dar origem a uma vibração no veículo e que são passíveis para análise. Essas fontes são divididas em dois grupos: fontes de excitação externa e interna. As fontes de excitação externa são as pistas, e as fontes internas são os pneus, sistemas de transmissão, motor e aerodinâmica (Ruthes, 2016).

Consideradas por Nicolazzi (2008) as principais fontes indutoras de vibrações e ruídos no deslocamento da estrutura, as superfícies rugosas, ou seja, as superfícies das estradas serão a fonte de excitação que utilizada para análise deste trabalho.

A rugosidade das estradas engloba desde buracos resultantes de falhas localizadas no pavimento até os sempre presentes desvios refletindo os limites práticos de precisão aos quais a superfície da estrada pode ser construída e mantida. A rugosidade é descrita pelo perfil de elevação ao longo dos trilhos sobre os quais o veículo passa (GILLESPIE, 1992).

As pistas tipicamente usadas durante o desenvolvimento de *ride* de um veículo podem ser classificados de forma simplificada em dois tipos de eventos: Eventos Discretos e Eventos Aleatórios.

- Eventos Discretos

Pista de eventos discretos são aquelas que possuem um perfil de elevação bem conhecido, e tem por finalidade excitar o sistema em uma faixa de frequência específica, permitindo avaliação dos movimentos isolados das partes suspensa e não suspensa, como também dos componentes de suspensão. Um exemplo de perfil de pista classificada como evento discreto é a lombada, que faz com que a suspensão trabalhe predominantemente no sentido vertical, evitando grandes impactos longitudinais, o que permite o estudo do deslocamento vertical do veículo como um todo e também avaliar a proporcionalidade do desempenho vertical entre o eixo dianteiro e traseiro, e amortecimento dos eixos dianteiros e traseiro em baixa frequência, como uma medida de eficiência do sistema de amortecimento (Branco, 2014).

- Eventos Aleatórios

Esse tipo de pista, segundo Branco (2014), é resultante de entradas aleatórias e tem como principal característica um espectro de frequência de excitação maior, apresentando faixas de vibração com frequências mais largas. São essenciais para o estudo de desgaste dos componentes de suspensão e do chassi. Um exemplo desse tipo de evento é a pista conhecida como *Belgian Pavé* (Pavimento Belga), que passou a ser utilizada por toda a indústria automobilística, sendo construída com blocos de pedra aleatórios que ocasionaram uma variação de altura vertical de $\pm 0,025\text{m}$ (Duarte, 2010).

Outro exemplo seriam as emendas irregulares existentes nas estradas brasileiras. Essas emendas são traços resultantes da ação das cargas de veículos pesados, intemperismo e manutenção paliativa das estradas (tentativa de tapar buracos com pedras e asfalto de baixa qualidade), gerando diversos obstáculos, com altura variável de 5mm a 10mm e diferentes ângulos de inclinação em relação à direção principal da pista (Branco, 2014).

3.5.3. Resposta dinâmica do veículo

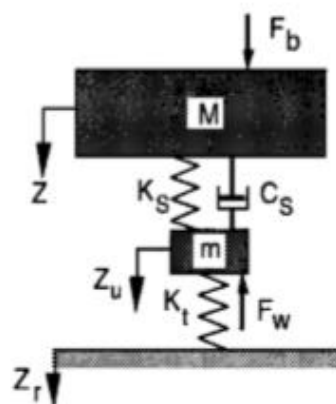
O movimento vertical é a resposta do veículo às mudanças dos perfis das pistas em que trafega, ocorrendo em baixas frequências e nas faixas de modo de vibrar da suspensão. Atualmente considera-se aceitável a frequência de “ride” pela indústria automobilística valores entre 1,2Hz a 1,6Hz. Para veículo “off-road”, toma-se o valor máximo de 1,6 Hz para análise. Os principais parâmetros que influenciam o desempenho vertical do veículo são as constantes elásticas da mola e o amortecedor do sistema. (Branco, 2014).

De acordo com Freitas Jr (2006), a resposta dinâmica de um veículo pode ser caracterizada pelas relações das entradas e das saídas. As entradas são as excitações geradas pelas fontes internas e externas, e as saídas de maior interesse serão as vibrações na carroceria. A relação das amplitudes de entrada e saída, em função da frequência está associada a “transmissibilidade”. Segundo Gillespie (1992), em baixas frequências, o corpo que é considerado a massa suspensa do veículo, movimenta-se como uma unidade integral na suspensão, gerando o movimento do corpo rígido. Quanto aos elementos que são considerados como massa não suspensa, também se movem como um corpo rígido, e conseqüentemente impõem forças de excitação sobre a massa suspensa.

A forma mais simples de obter informações importantes sobre o comportamento vertical de um veículo é analisando cada uma de suas quatro extremidades separadamente. O modelo utilizado para isto é conhecido como *quarter car* (Tadeu, 2003). Como mostra a Figura 12.

O diagrama, de acordo com Gillespie (1992) consiste em uma massa suspensa (M) apoiada em uma suspensão primária (representada pelas constantes K_s e C_s), que está conectada à massa não suspensa (m) do eixo. A suspensão tem propriedades de rigidez e amortecimento, explicando assim o aparecimento de molas e amortecedores no conjunto. O pneu é representado por uma mola simples (K_t), embora seja frequentemente incluído um amortecedor para representar a pequena quantidade de amortecimento inerente à natureza visco elástica do pneu. Além disso, possuir forças atuantes nas massas suspensa e não suspensa, representadas por F_b e F_w , como também seus deslocamentos dados por Z e Z_u , respectivamente. Neste caso Z_r representa o deslocamento do solo ou da pista.

Figura 12: Modelo de ¼ do veículo



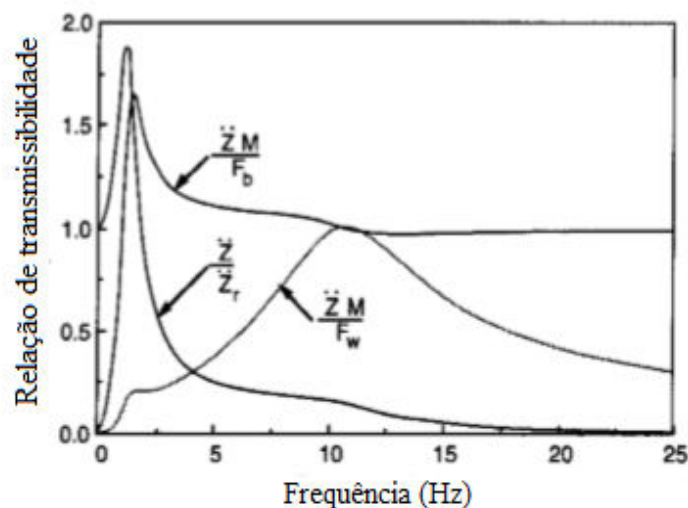
Fonte: GILLESPIE (1992)

Através desse modelo, tratado como um sistema de dois graus de liberdade, é possível obter parâmetros importantes para a avaliação de um veículo em vibração vertical (TADEU,

2003). Também é possível, com o *quarter car* encontrar e determinar algumas respostas dinâmicas do veículo, apenas variando alguns parâmetros da suspensão no seu comportamento (Diniz, 2014).

O modelo de *quarter car* é limitado ao estudo do comportamento dinâmico apenas na direção vertical. No entanto, usando algumas equações, ele pode ser usado para examinar vibrações produzidas na massa suspensa como resultado de entradas da rugosidade da estrada, forças radiais decorrentes de não uniformidade de pneus / rodas, ou forças verticais aplicadas diretamente à massa suspensa. As propriedades de resposta podem ser apresentadas examinando o ganho de resposta como uma função de frequência, ou seja, a transmissibilidade, como mostrado na Figura 13. Cada tipo de entrada de excitação exibe uma relação de transmissibilidade diferente (Gillespie, 1992).

Figura 13: Relação de transmissibilidade à massa suspensa devido a excitações impostas.



Fonte: Adaptado de GILLESPIE (1992)

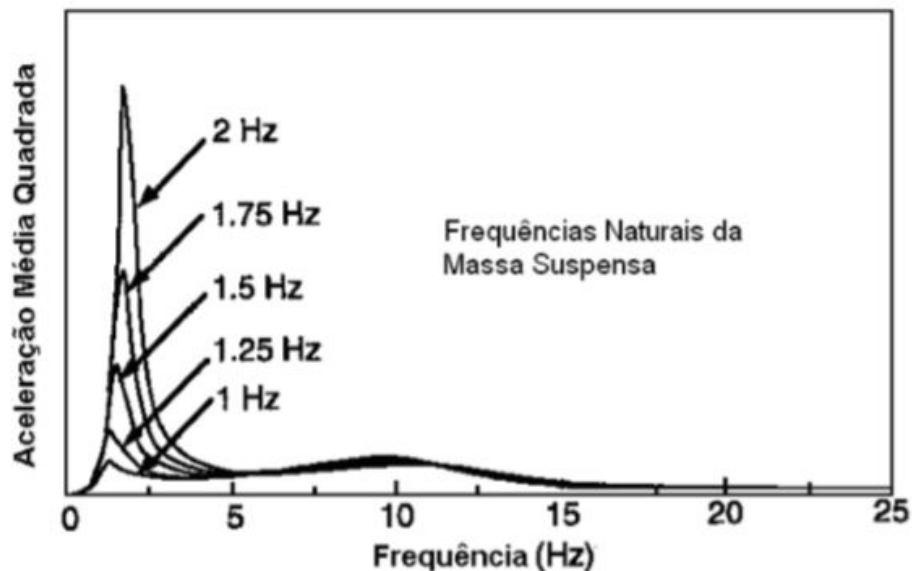
3.5.4. Influência da rigidez na suspensão

Em um projeto clássico de veículos automotores, a constante elástica da mola é fixada de forma que a frequência natural não amortecida da massa suspensa fique em torno de 1Hz. A isolamento característica da suspensão, fornecida pelo modelo simplificado de ¼ de veículo, que combinada com o espectro de entrada (aspereza da estrada), resulta no espectro de saída (aceleração da massa suspensa), é a razão pela qual buscam-se valores baixos da frequência natural da massa suspensa (Freitas Jr., 2006).

A aceleração da pista pode ser representada analiticamente por uma função quadrática da frequência. Ao usar essa função para representar a entrada da pista e a aceleração transmitida

para a massa suspensa em várias frequências naturais, percebe-se o aumento significativo do espectro da aceleração da massa suspensa. A Figura 14 mostra os espectros de aceleração calculados para um modelo de quarto de carro em que a taxa de mola de suspensão foi variada para atingir frequências naturais na faixa de 1 a 2 Hz (Freitas Jr., 2006).

Figura 14: Espectros de aceleração da massa suspensa com diferentes frequências naturais de massa suspensa.



Fonte: FREITAS JR. (2006)

3.5.5. Influência do amortecimento na suspensão

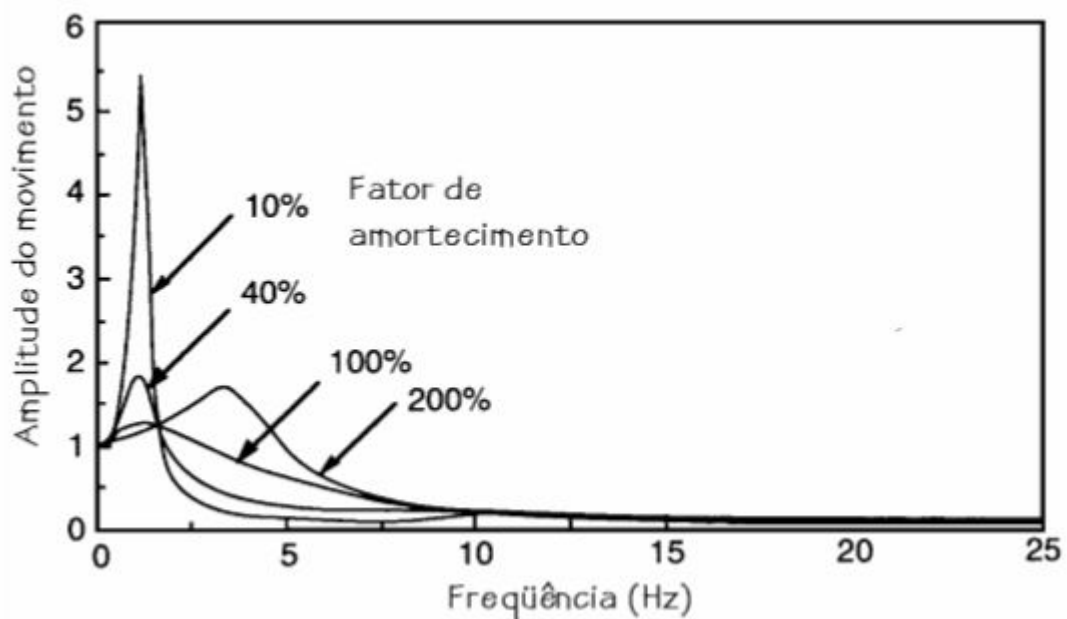
De acordo com Perseguim (2005), a inclusão da mola possibilitou o isolamento durante a passagem por trechos irregulares e obstáculos de curta duração, porém após a excitação o sistema permanece oscilando, fazendo assim necessário a presença de um elemento que dissipe a energia do mesmo. A função do amortecedor é dissipar a energia cinética da massa reduzindo as amplitudes de oscilação após a passagem pelo obstáculo.

Segundo Gillespie (1992), o efeito nominal do amortecimento é ilustrado para o modelo $\frac{1}{4}$ do veículo pela transmissibilidade, na Figura 15. O percentual de amortecimento é determinado a partir da razão de amortecimento. No caso de um amortecimento muito leve (10%), a resposta é dominada por uma resposta muito alta a 1Hz.

Esse tipo de resposta, geralmente chamado de "flutuação", faz com que a massa suspensa amplifique longas ondulações na estrada. Embora isso seja indesejável, o benefício é obtido em todas as frequências acima do ponto de ressonância como resultado da alta atenuação obtida. (GILLESPIE, 1992)

O caso do amortecimento de 40% é o que representa a maioria dos veículos, pelo fato de que a faixa de frequência de ressonância está entre 1,5 e 2. No amortecimento de 100%, ou seja, o amortecimento crítico, o movimento é de 1 Hz, onde massa suspensa é controlada, porém com penalidades no isolamento em frequências mais altas. E por último, para casos onde o amortecimento ultrapassa o crítico, como por exemplo, 200%, o amortecedor se torna rígido, fazendo com que a suspensão não se mova e o veículo rebata nos seus pneus, ressoando na faixa de 3 a 4 Hz. (Gillespie, 1992)

Figura 15: Espectros de aceleração da massa suspensa com diferentes fatores de amortecimento.



Fonte: TADEU.(2003)

3.6. SOFTWARE ADAMS CAR

O software MSC ADAMS/Car é uma ferramenta computacional de simulação de sistemas multicorpos, a qual possui módulos que possibilitam a modelagem e simulação de vários subsistemas, como chassi, suspensão, direção, freios, transmissão, entre outros.

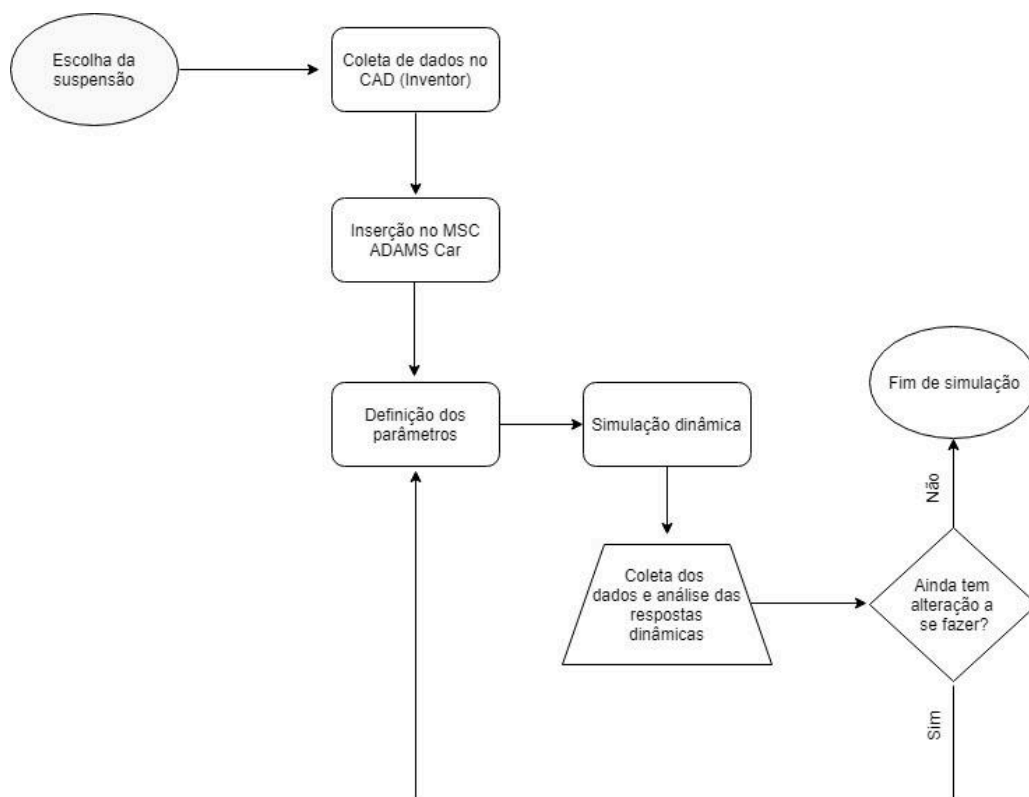
Conforme Rezende (2007), este software permite a modelagem de três tipos distintos de partes. A primeira, são corpos rígidos, as partes mais comuns em um modelo, caracterizando-se por não sofrerem deformações, e ainda apresentarem propriedades de massa e inércia que são definidas em função da geometria da parte e do tipo de material. A segunda parte, são os corpos flexíveis, que possuem alguma característica flexível e sofrem deformações, afetando o comportamento de um sistema dinâmico. E a terceira, a massa pontual, que são partes que

possuem massa, mas não possuem propriedades de inércia e velocidade angular. Esse tipo de parte é utilizado quando efeitos rotacionais não são importantes.

4. METODOLOGIA DA PESQUISA

O fluxograma da Figura 16 descreve o procedimento e as etapas seguidas para a realização da análise, partindo da escolha das suspensões dianteira e traseira do veículo, seguindo para a coleta de dados no software *Autodesk Inventor*, e logo após a inserção dos pontos (*hardpoints*) no software Adams. Em seguida iniciam-se as simulações de acordo com a definição da constante da mola, e as análises da dinâmica vertical, resultando na coleta dos dados de cada uma.

Figura 16: Fluxograma da metodologia empregada



Fonte: Autoria própria

4.1. DESENVOLVIMENTO DO MODELO MULTICORPOS DO VEÍCULO

O modelo multicorpos desenvolvido neste trabalho é composto pelas suspensões dianteira e traseira, direção, chassi e, pneus dianteiro e traseiro. Algumas características necessárias para o desenvolvimento do modelo serão apresentadas a seguir, sendo elas características gerais do veículo, como peso, bitola e entre eixos, como também particularidades de cada subsistema, como por exemplo, seus componentes.

Na Tabela 1 é possível conhecer algumas características gerais do veículo

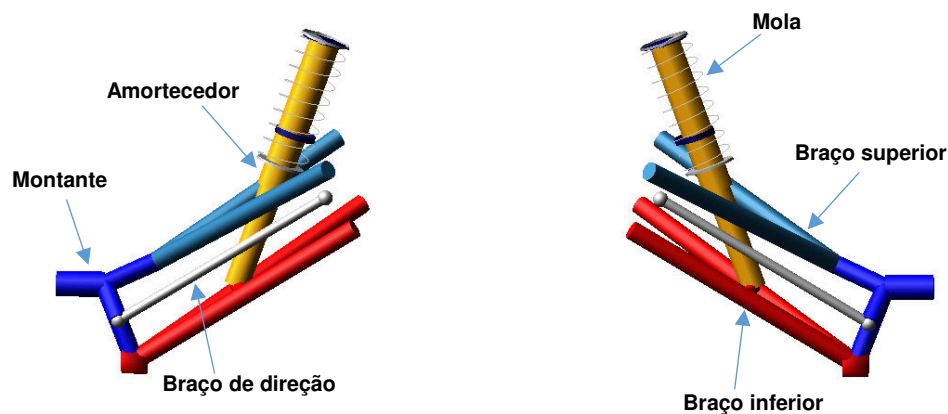
Tabela 1: Características geral do veículo

CARACTERÍSTICAS DO VEÍCULO	
Massa Total	203 kg
Massa suspensa na dianteira	62,8 Kg
Massa suspensa na traseira	73 kg
Massa não suspensa na dianteira	30,2 kg
Massa não suspensa na traseira	37 kg
Bitola dianteira	1300 mm
Bitola traseira	1300 mm
Distância entre eixo	1450 mm
Altura do CG	521,51 mm

Fonte: Autoria própria

Para a realização do trabalho foi realizada inicialmente a coleta dos pontos da suspensão das principais coordenadas dos subsistemas de direção, suspensão, e das rodas através do software Autodesk Inventor, em seguida foi adicionado dos dados no programa Adams Car. A mola de estudo foi a helicoidal, por ser a mais utilizadas em veículos baja, com comprimento livre de 188 mm e valores de constantes definidas de acordo com os valores de projeto já conhecidos e utilizados em protótipos *off road*. As constantes estudadas nas simulações foram de 16, 20, 24 e 28 N/mm, sendo a de 16 N/mm, a utilizada no protótipo atualmente, e como referência para as análises.

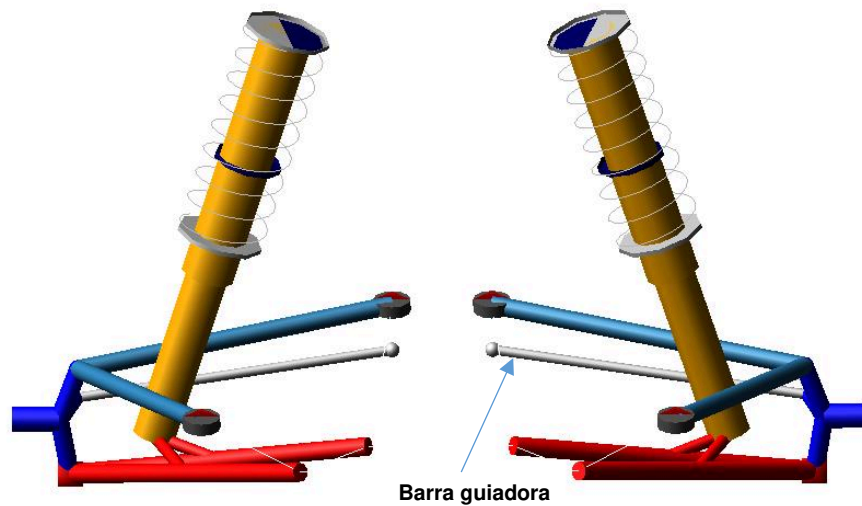
O modelo da suspensão dianteira pode ser visto na Figura 17, contendo um conjunto de elementos característicos de uma suspensão do tipo duplo A. Os componentes expressos são: braços de direção, braços de suspensão, mangas de eixo, molas e amortecedores.

Figura 17: Modelo da suspensão dianteira no Adams Car

Fonte: Autoria própria

De forma análoga a feita para a suspensão dianteira, foi construído o modelo para a suspensão traseira com seus determinados pontos, caracterizando uma suspensão do tipo duplo A com uma barra guiadora, podendo ser vista na Figura 18.

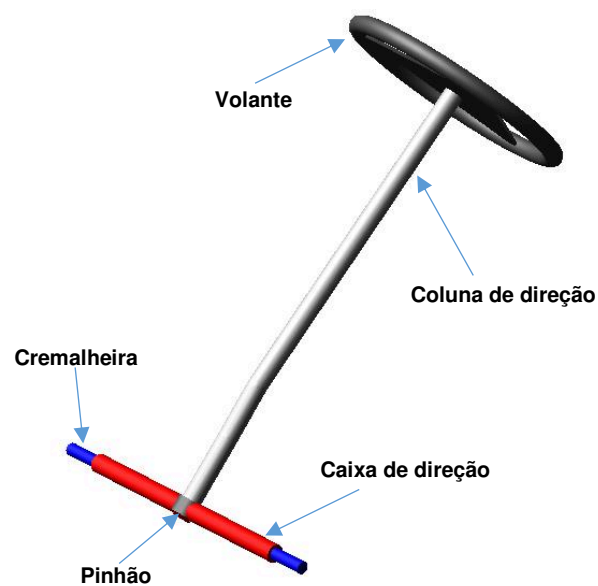
Figura 18: Modelo da suspensão traseira no Adams Car



Fonte: Autoria própria

O modelo do subsistema de direção está representado na Figura 19, e é composto por volante, coluna de direção, pinhão, cremalheira e caixa de direção. Nele também foi configurado os pontos de acordo com o projeto definido para estudo.

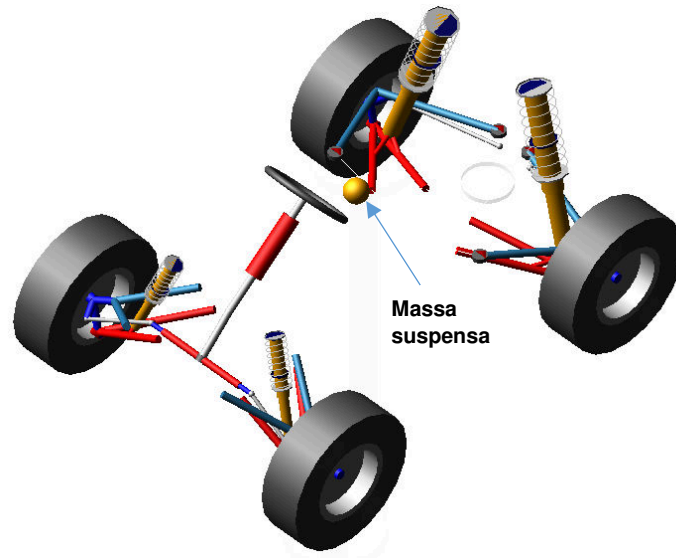
Figura 19: Modelo da direção no *Adams Car*



Fonte: Autoria própria

A Figura 20, mostra os subsistemas unidos, contendo ainda o modelo do conjunto pneu e rodas dianteiro e traseiro, como também a representação da massa suspensa, que por sua vez é representada como um corpo rígido com suas propriedades de massa e momento de inércia aplicados a seu centro de massa, que tem suas coordenadas iguais ao do projeto do protótipo em análise, formando assim o modelo submetido a análise.

Figura 20: Modelo do protótipo montado no ambiente Adams Car

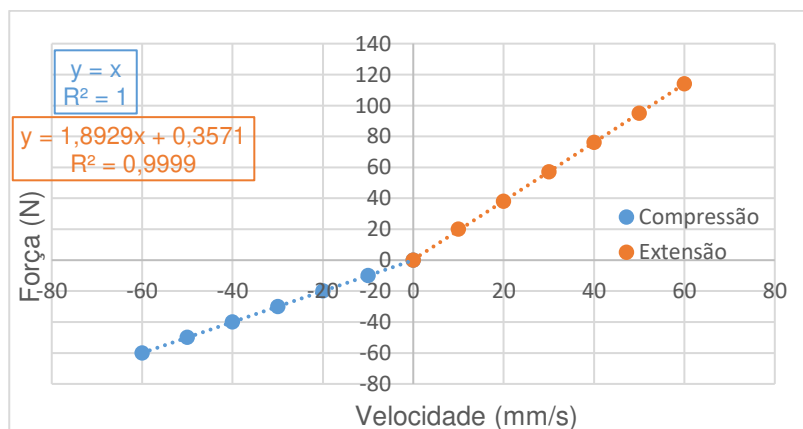


Fonte: Autoria própria

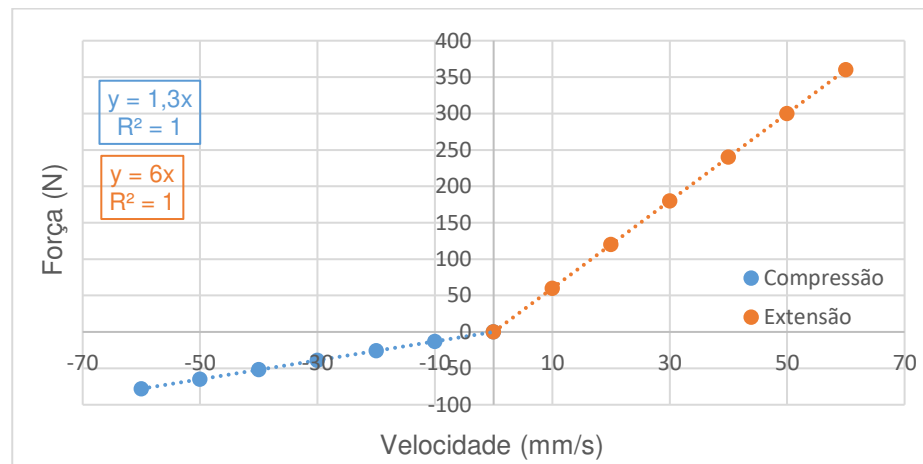
4.2. DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DOS AMORTECEDORES E PNEUS

Com o auxílio do Excel, foi possível determinar as curvas lineares de compressão e extensão dos amortecedores dianteiros (Figura 21) e traseiros (Figura 22), através de gráficos de dispersão, variando os valores e simulando seu comportamento até se obter um melhor ajuste em conjunto com os demais parâmetros.

Figura 21: Curva do amortecimento dianteiro



Fonte: Autoria própria

Figura 22: Curva de amortecimento traseiro

Fonte: Autoria própria

Desse modo, as constantes de amortecimento dos gráficos são apresentadas na Tabela 2, como sendo a primeira derivada da equação.

Tabela 2: Valores de amortecimento para os amortecedores dianteiros e traseiros

AMORTECEDOR	COMPRESSÃO (N.s/mm)	EXTENSÃO (N.s/mm)
Dianteiro	1	1,8929
Traseiro	1,3	6

Fonte: Autoria própria

A Tabela 3 mostra a rigidez vertical dos pneus utilizados, de acordo com a pressão interna de enchimento.

Tabela 3: Valores da rigidez dos pneus dianteiros e traseiros

	Dianteira	Traseira
Pressão de enchimento (psi)	4	14
Rigidez Vertical (N/mm)	34,716	69,743

Fonte: Autoria própria

4.3. SIMULAÇÃO

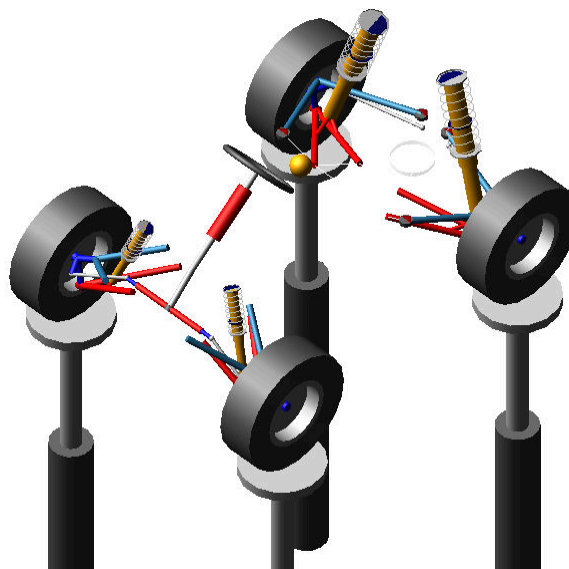
A simulação consistiu na análise do comportamento do veículo, de acordo com o comportamento das suspensões dianteira e traseira, variando apenas o valor da constante elástica do par de molas dianteiras. Dessa forma esperando obter-se resultados que indiquem a

melhor constante de mola para a suspensão dianteira, como também as amplitudes de vibração decorrentes do comportamento de cada par analisado.

A definição de alguns parâmetros se deu a partir de informações de projeto já conhecidas, e outros foram definidos a partir de ajustes e realização de simulações, como por exemplo, a curva da constante de amortecimento, e a rigidez do pneu, com o intuito de se ter resultados melhores e uma análise mais próxima do real.

Com todos os parâmetros definidos e pontos adicionados ao Adams, foram feitas simulações do tipo *four post*, onde resume-se em analisar o modelo com um grupo de excitadores localizados uma embaixo de cada roda, como pode ser visto na Figura 23. Com o intuito de observar o comportamento da dinâmica vertical, a simulação foi realizada através da análise *four post testing*, no módulo *ride* do Adams Car. Para tal feito, foram aplicados dois tipos de excitação, uma do tipo *swept sine* com amplitudes de 10 e 20 mm, intervalo de 40 segundos, 10000 steps, uma varredura de frequência variando de 0 a 20 Hz, indicada para os estudos de dinâmica vertical, e uma aplicação de excitação no contato proveniente pneu-solo, e outra do tipo *road profiles*, usando como fonte a *table functions*, e perfis de pistas definidos. Nessa simulação será analisado a resposta do veículo quando submetido a obstáculos como valas e rampas.

Figura 23: Método do four post

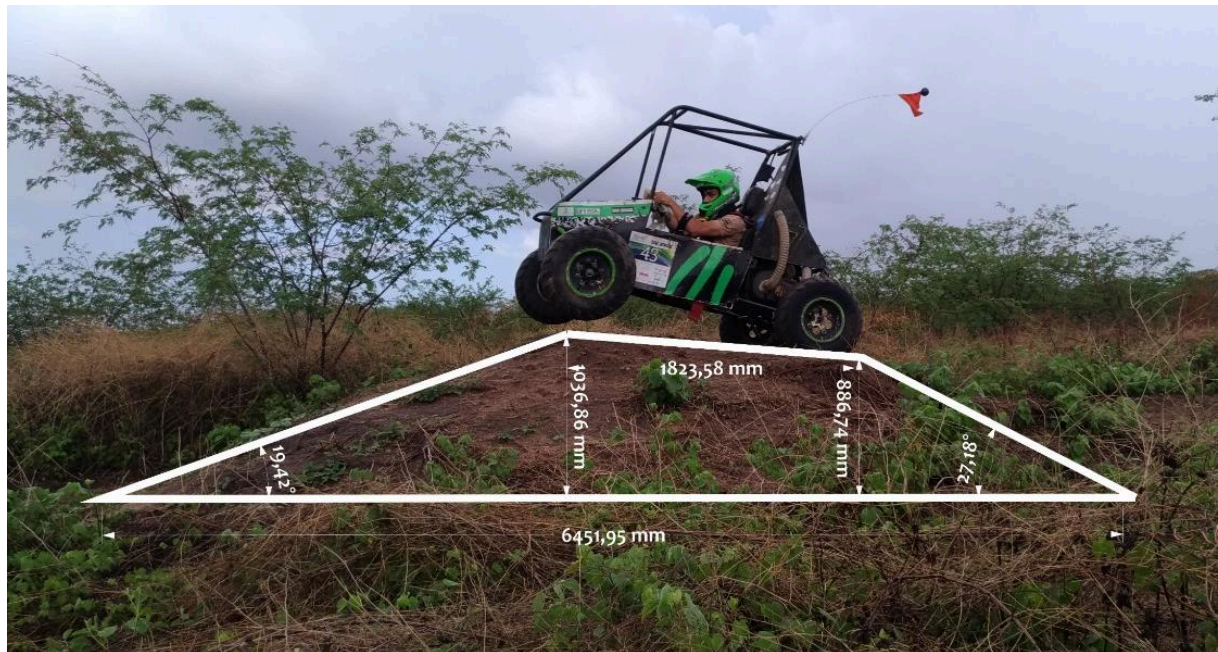


Fonte: Autoria própria

4.4. PERFIL DA PISTA

Para a análise usando o tipo de excitação *road profiles*, foram definidos como perfis de pista obstáculo como rampa, mais encontrados nas competições *off road*, que impõem o veículo a situações de maiores esforços. Através do software de imagem *CorelDRAW* foi possível dimensionar o obstáculo e seguida foram simular observando o comportamento da mola de melhor rigidez. Na Figura 24 está exposto o obstáculo analisado e suas respectivas dimensões.

Figura 24: Rampa



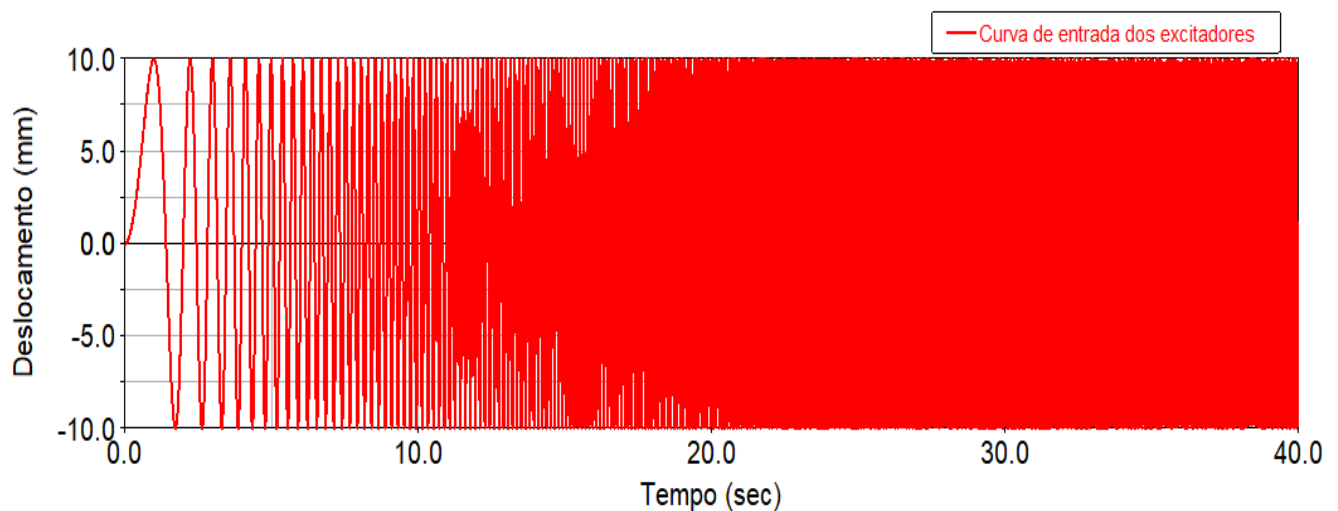
Fonte: Autoria própria

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1. SIMULAÇÃO COM EXCITAÇÃO DO TIPO *SWEPT SINE*

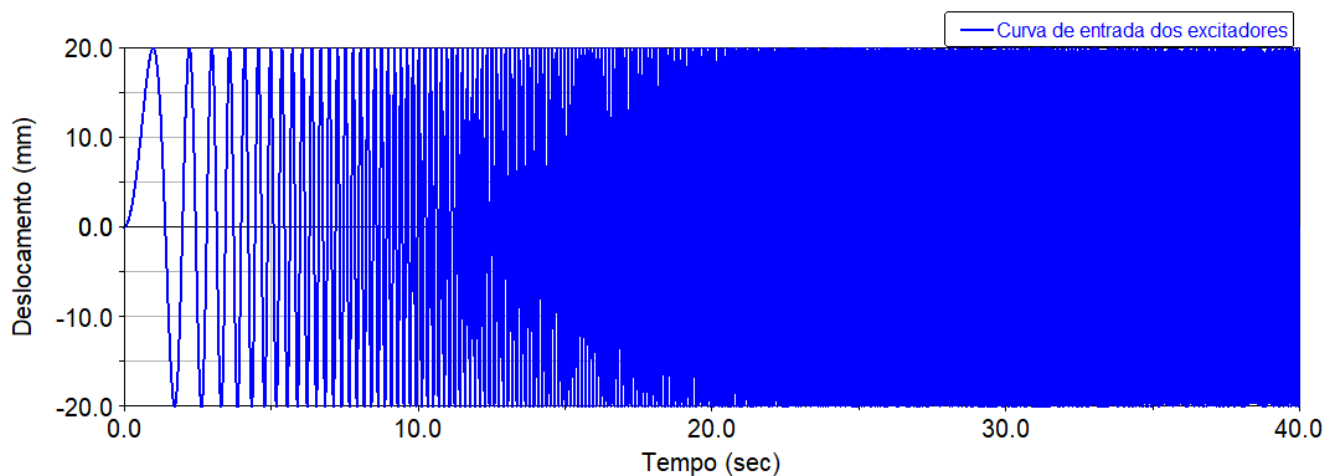
Para esse tipo de simulação foi utilizado o modelo do protótipo montado, como mostrado anteriormente, no módulo de análise *four post* do software MSC ADAMS, com uma excitação do tipo *swept sine*, característica por simular ondulações e trepidações no solo. A análise foi feita com um número de steps de 10000, durante 40 segundos, uma frequência de 20 Hz. Nos gráficos das Figuras 25 e 26, é possível observar a resposta do sistema quando submetido a amplitudes de 10 e 20 mm, respetivamente.

Figura 25: Curva de excitação para amplitude de 10 mm



Fonte: Autoria própria

Figura 26: Curva de excitação para amplitude de 20 mm



Fonte: Autoria própria

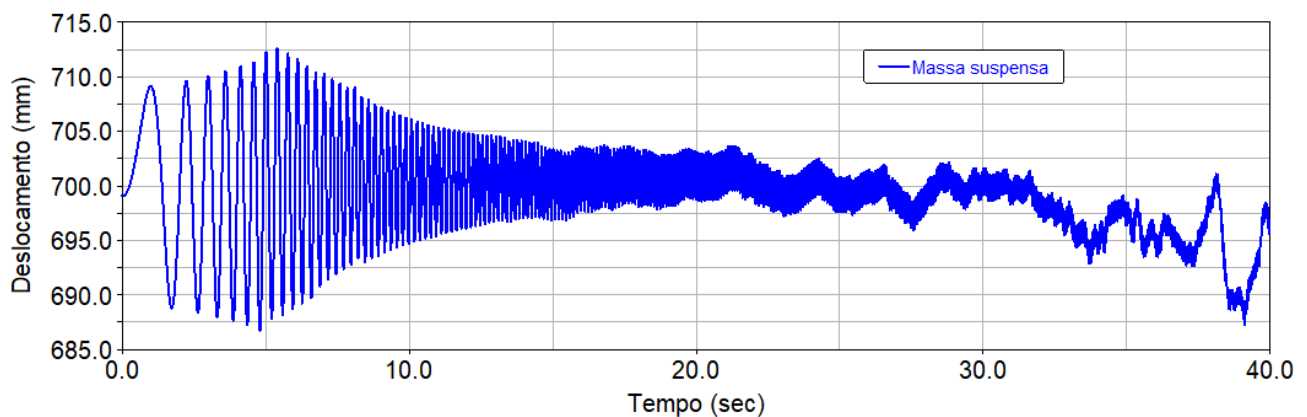
Para ambos os casos, observa-se que a cura tem característica de seno, e também é perceptível uma variação da frequência de excitação inserida no sistema, no decorrer do tempo da simulação, mostrando assim a boa relação entre a amplitude, frequência e tempo, determinado para o estudo.

Além da curva de excitação, alguns outros parâmetros vão influenciar no comportamento do veículo, desde a amplitude de frequência no sistema até o deslocamento da massa suspensa, em função da variação das constantes das molas. As análises foram divididas de duas situações, uma onde a amplitude da frequência era de 10 mm (Situação 1), e outra quando a amplitude da frequência era 20 mm (Situação 2).

5.1.1. Análises da situação 1

A Figura 27 mostra a resposta dinâmica da massa suspensa para a mola de 16 N/mm, tomada como referência para as análises.

Figura 27: Deslocamento da massa suspensa do veículo para uma mola de constante 16 N/mm



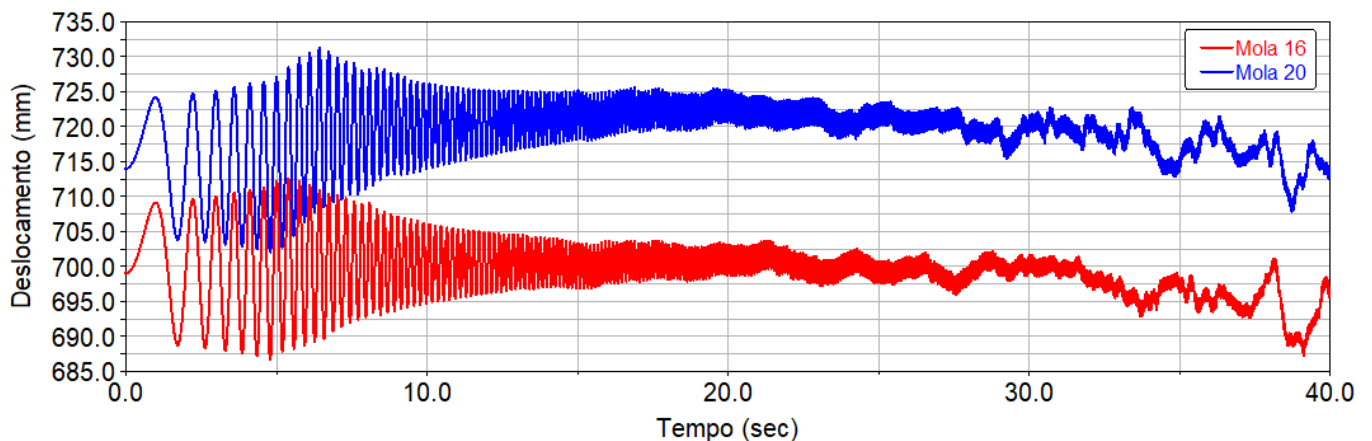
Fonte: Autoria própria

Nessa curva são observadas duas regiões distintas, a primeira localizada entre os intervalos de tempo de 0 a 10 segundos, que caracteriza a passagem da primeira frequência natural no sistema de 2,7 Hz, e a segunda, entre 30 e 40 segundos, ocasionado possivelmente pela variação do centro de massa devido a perturbações provenientes do aumento da frequência.

A relação entre a excitação advinda da pista e a resposta dinâmica do veículo, pode ser caracterizada pela frequência natural da massa suspensa do veículo. Essa é uma particularidade que varia de acordo com as alterações nas constantes das molas, e pode ser determinada de acordo com picos de amplitudes mais altos e o tempo em que elas ocorrem, com base nas curvas de deslocamento da massa suspensa.

A partir da Figura 28 traz uma comparação entre as curvas de deslocamento da massa suspensa para as molas de constante 16 e 20 N/mm. A partir dela é possível perceber que quanto maior a rigidez da mola, menor será sua compressão, dessa forma, menor será o deslocamento da massa suspensa após a mola sofrer a força do peso, o que é de se esperar. Também é possível analisar o aumento na frequência natural da massa suspensa, de acordo com o aumento da constante da mola.

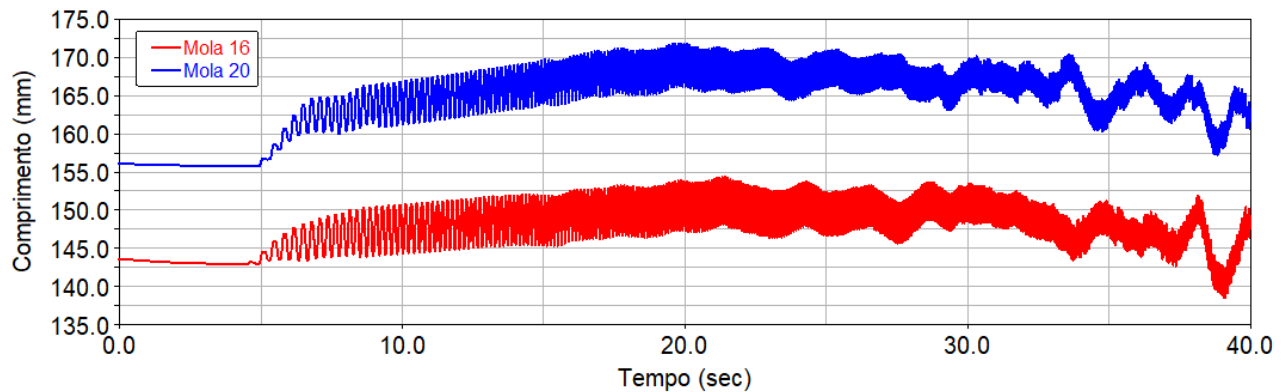
Figura 28: Deslocamento da massa suspensa para as molas de rigidez 16 e 20 N/mm



Fonte: Autoria própria

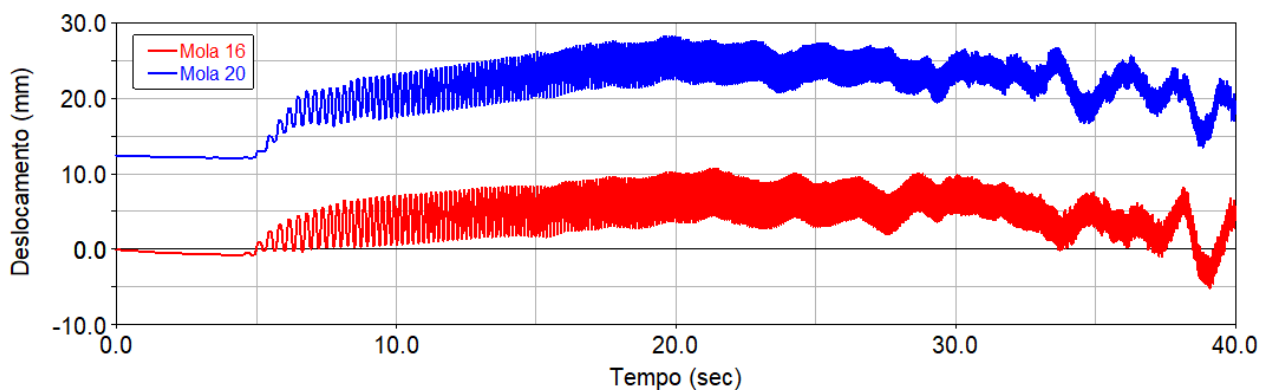
A curva vermelha representa a mola de menor rigidez, enquanto a azul representa a de maior. É possível observar uma variação no deslocamento da massa suspensa de aproximadamente 15 mm, ou seja, a mola de 16 N/mm provocou um deslocamento maior de 15 mm em relação ao ocasionado pela mola de 20 N/mm. A frequência natural da massa suspensa obtida para a situação da mola de 20 N/mm, é de 3,2 Hz.

A mesma análise pode ser feita comparando as respostas das molas. Primeiro é feita uma comparação entre os comprimentos resultantes do peso do veículo (Figura 29), e em seguida uma análise desconsiderando a deflexão inicial, e considerado que as molas iriam iniciar do mesmo ponto.

Figura 29: Comprimento das molas de rigidez 16 e 20 N/mm

Fonte: Autoria própria

Analisando as duas curvas e sabendo que as molas têm comprimento inicial de 188 mm, observa-se que a mola de menor rigidez teve uma compressão maior, resultando em um menor comprimento, este de aproximadamente 143 mm, enquanto a de maior rigidez teve um comprimento maior, de 156 mm. A variação de deslocamento entre as duas molas é mostrada no gráfico da Figura 30, onde a deflexão inicial é ignorada e as molas partem do ponto zero.

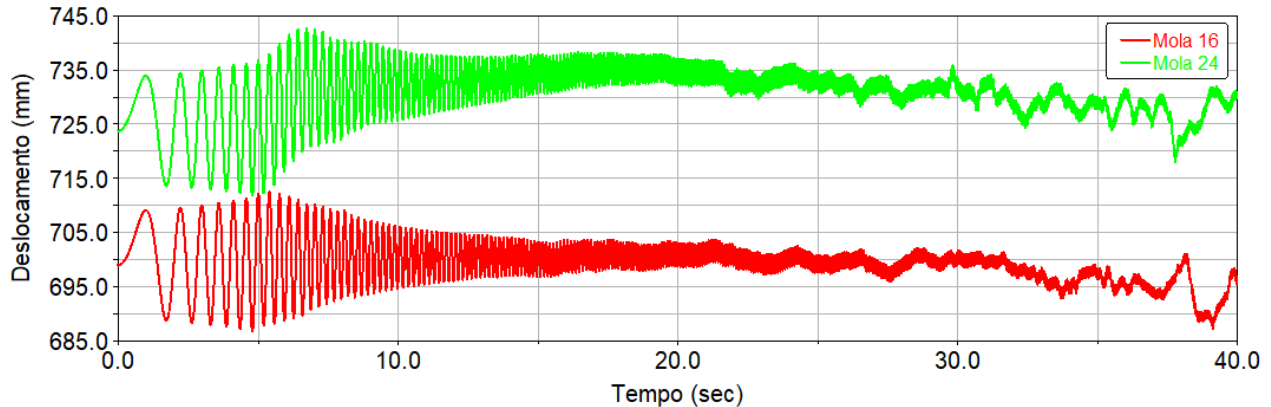
Figura 30: Deslocamento das molas de rigidez 16 e 20 N/mm

Fonte: Autoria própria

Para esse caso, analisando a mola de menor rigidez, percebe-se que essa teve um deslocamento inicial maior de 12,5 mm em relação a mola de maior rigidez. Outro fato que pode ser observado é o comportamento individual de cada mola, no intervalo de tempo entre 5 e 10 segundos é visto uma extensão da maior para a curva azul, cerca de 8 mm, do que para a curva vermelha, decorrente de a mola de maior rigidez necessitar de uma força maior para comprimi-la, e uma vez que a força aplicada sobre as duas molas é igual, o deslocamento da mola de rigidez 20 N/mm será menor do que a de mola rigidez 16 N/mm, e ela irá apresentar mais facilidade de retornar a sua posição inicial.

Análoga a comparação anterior, serão feitas outras comparações, agora com as molas de constantes iguais a 24 e 28 N/mm. A Figura 31 mostra a relação da mola de 16 N/mm com a mola de 24 N/mm.

Figura 31: Curvas de deslocamento da massa suspensa para as molas de rigidez 16 e 24 N/mm

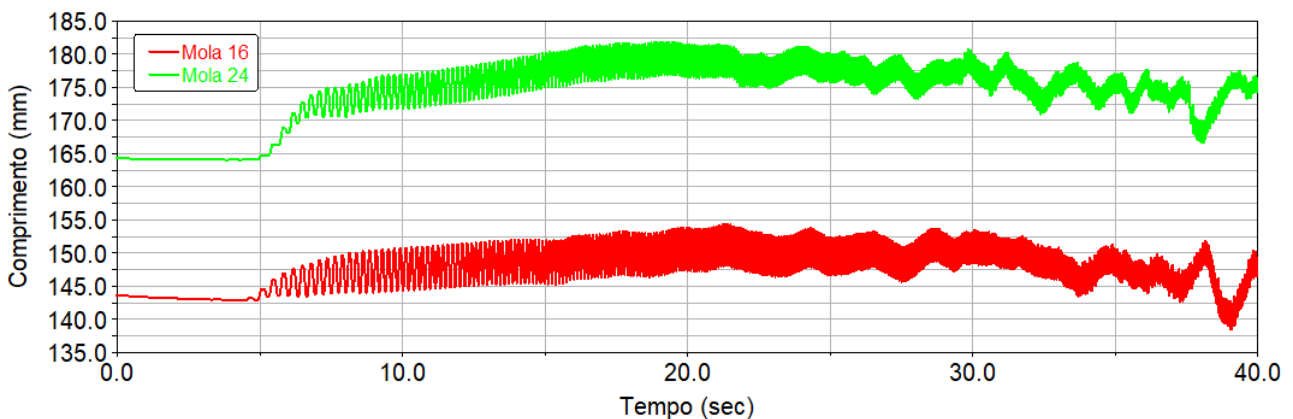


Fonte: Autoria própria

É possível observar uma variação no deslocamento da massa suspensa de entre as curvas azul e vermelha de aproximadamente 24,8 mm, ou seja, a mola de 16 N/mm, representada pela curva vermelha, teve um deslocamento maior de 24,8 mm quando comparada ao deslocamento da mola de 20 N/mm, representada pela curva azul. A frequência natural da massa suspensa obtida para a situação da mola de 24 N/mm, é de 3,35 Hz.

Verificando a deflexão das molas (Figura 32) observa-se que a mola de menor rigidez teve um deslocamento maior resultando em um comprimento de aproximadamente 143 mm, enquanto a de maior rigidez teve um comprimento maior, de 164 mm.

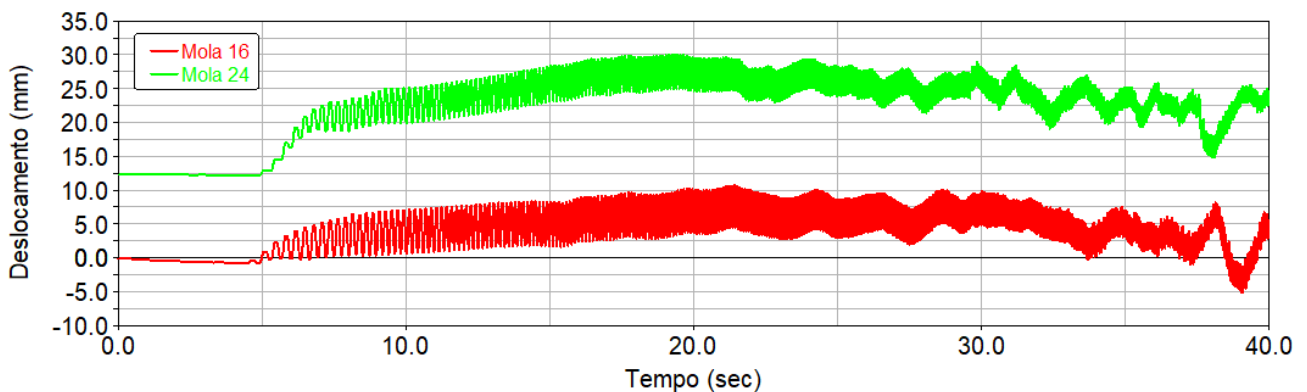
Figura 32: Comprimento das molas de rigidez 16 e 24 N/mm



Fonte: Autoria própria

Se desconsiderarmos a deflexão inicial, e as molas partirem do ponto zero, temos que a variação de deslocamento entre as duas molas é de aproximadamente 20,7 mm, como pode ser visto no gráfico da Figura 33. Nesse gráfico também é possível ver uma extensão da mola entre 5 e 10 segundos, maior que a extensão vista no caso anterior, dessa vez aproximadamente 10 mm, ou seja, para uma rigidez maior e uma força constante, um deslocamento menor surge, facilitando ainda mais o retorno da mola.

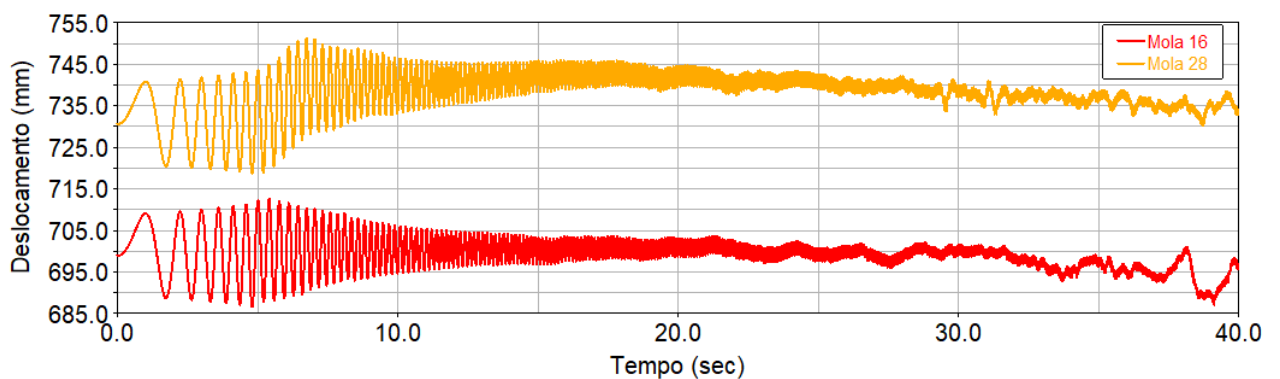
Figura 33: Deslocamento das molas de rigidez 16 e 24 N/mm



Fonte: Autoria própria

Da mesma forma que foi feito para as outras molas, foram plotados e analisados os mesmos gráficos para a mola de rigidez de 28 N/mm. A Figura 34 é visto o deslocamento da massa suspensa.

Figura 34: Deslocamento da massa suspensa para as molas de rigidez 16 e 28 N/mm



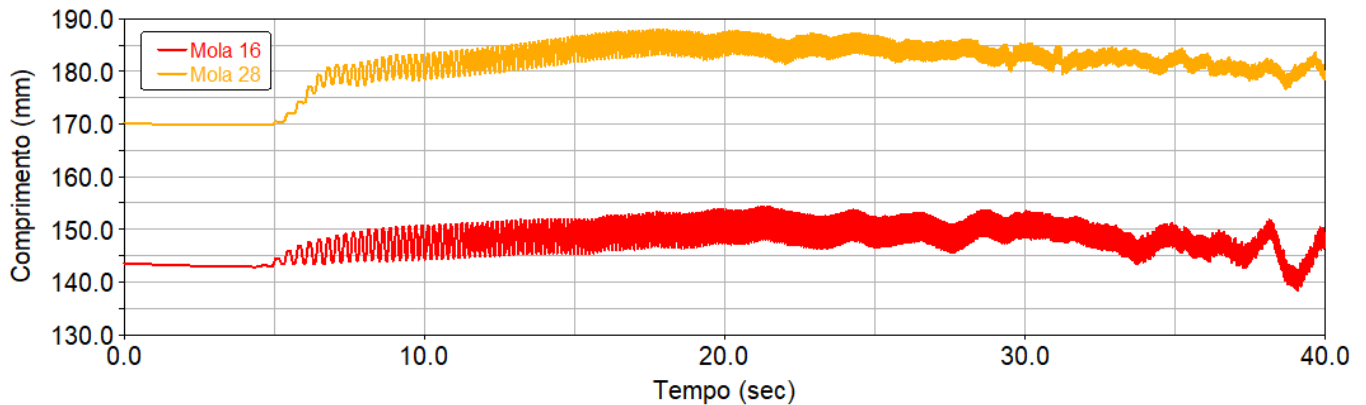
Fonte: Autoria própria

A curva vermelha representa o deslocamento da massa suspensa utilizado a mola de menor rigidez, e a curva amarela, o deslocamento para uma situação em que a mola de rigidez maior foi utilizada. Para esse caso a variação de deslocamento é de 31,8 mm, ou seja, a mola

de 16 N/mm provoca um deslocamento de 31,8 mm maior do que o provocado pela mola de 28 N/mm. A frequência natural obtida para o caso do uso da mola de 28 N/mm foi de 3,35 Hz.

Os gráficos das Figuras 35 e 36 apresentam a compressão de cada mola e o deslocamento quando se é desconsiderada a deflexão inicial.

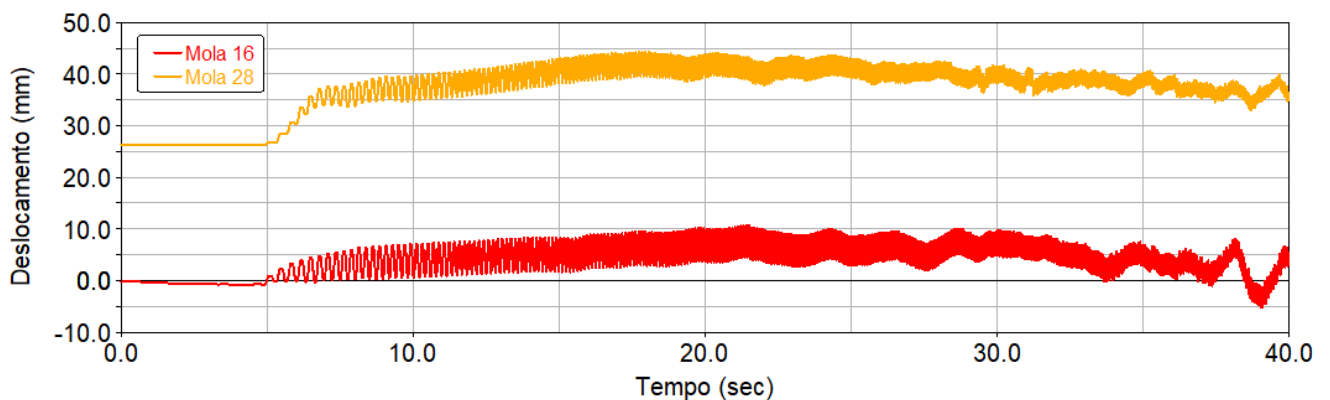
Figura 35: Comprimento das molas de rigidez 16 e 28 N/mm



Fonte: Autoria própria

Verificando a compressão das molas observa-se que a mola de menor rigidez teve uma compressão maior resultando em um comprimento de aproximadamente 143 mm, enquanto a de maior rigidez teve uma compressão menor, obtendo um comprimento de 170 mm.

Figura 36: Deslocamento das molas de rigidez 16 e 28 N/mm



Fonte: Autoria própria

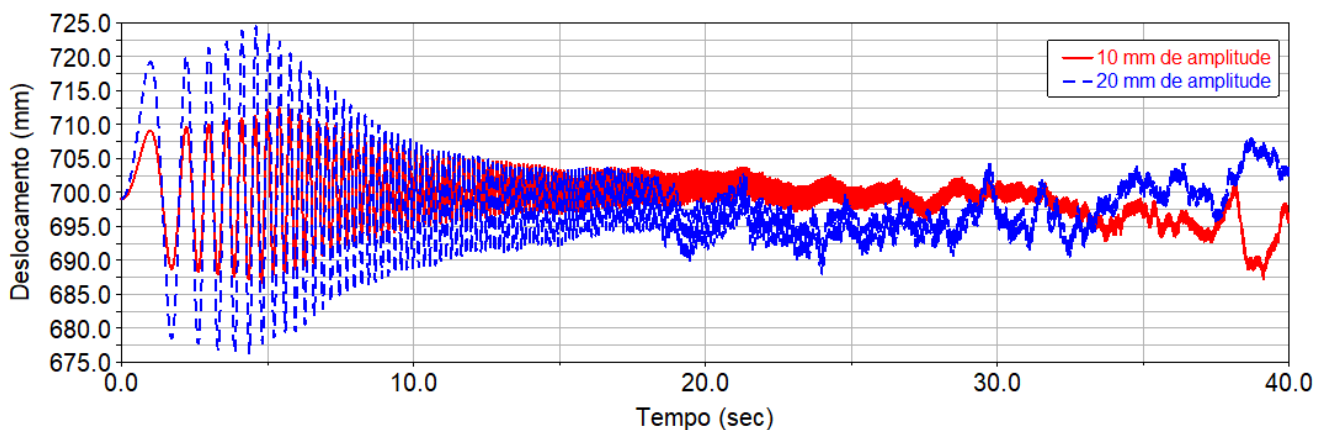
No caso do gráfico acima, é perceptível a variação do deslocamento entre as molas. Tomando como referência a mola de menor rigidez conclui-se que ela teve um deslocamento de cerca de 25,6 mm a mais que a mola de rigidez maior. Analisando também a diferença entre o comportamento das molas no intervalo de tempo entre 5 e 10 segundos, é visto uma extensão por volta de 11 mm da mola de rigidez 28 N/mm, bem próximo ao valor da análise anterior,

porém com um retorno da mola um pouco maior, uma vez que houve um aumento na constante de rigidez.

5.1.2. Análises da situação 2

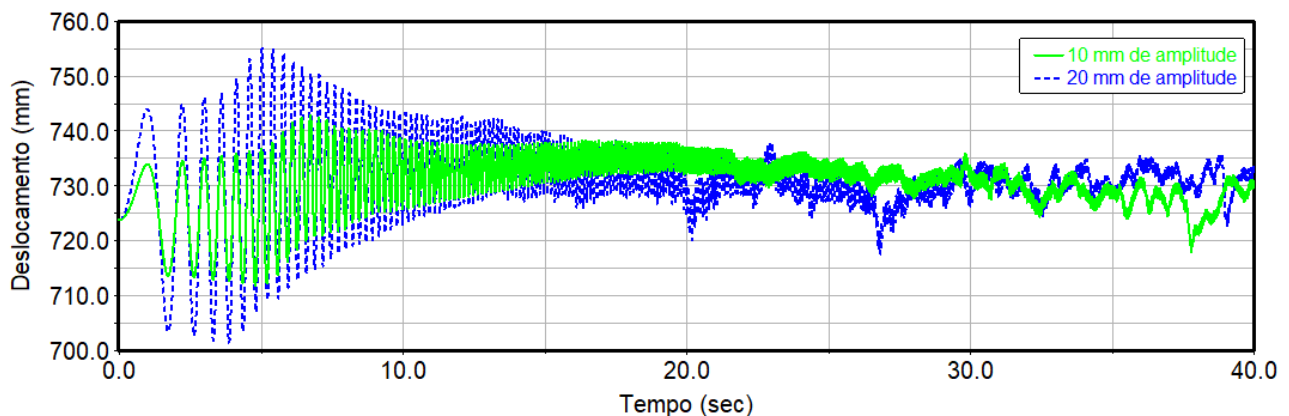
As mesmas análises da situação 1 foram feitas para a situação 2, e os resultados de variação e deslocamento obtidos foram semelhantes aos já encontrados, porém com uma amplitude maior. A Figura 37, apresenta curvas de deslocamento da massa suspensa para amplitudes de 10 e 20 mm com o uso das molas de constante de 16 N/mm, que foi tomada como referência, a Figura 38, mostra as curvas de deslocamento para uso da mola de 24 N/mm, que comparadas as demais foi a que apresentou mais semelhante comportamento, e a Figura 39, mostra as curvas de deslocamento para o uso das molas de 28 N/mm. A frequência natural da massa suspensa também é modificada com o aumento da amplitude, havendo uma diminuição.

Figura 37: Deslocamento da massa suspensa com diferentes amplitudes para a mola de constante 16 N/mm



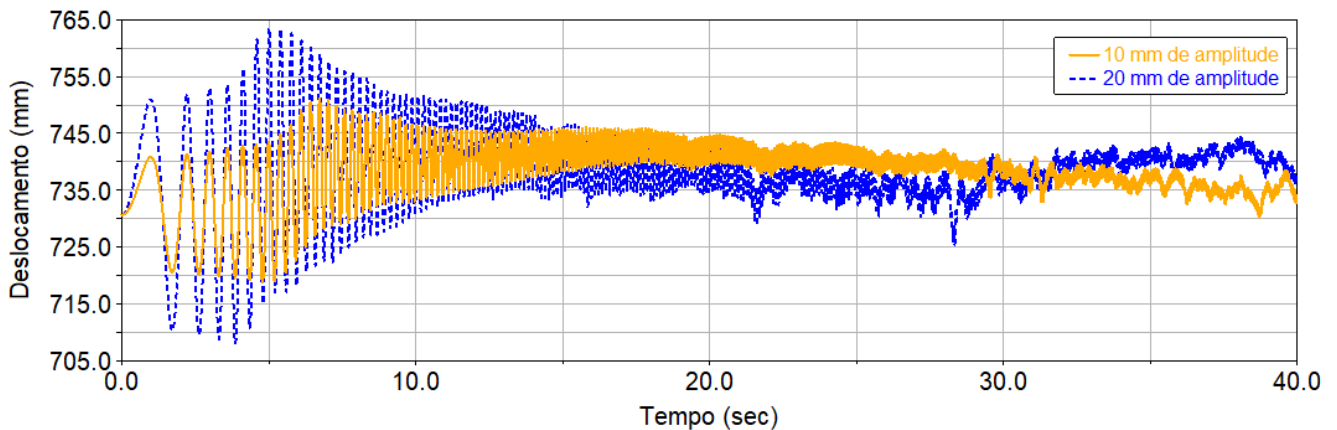
Fonte: Autoria própria

Figura 38: Deslocamento da massa suspensa com diferentes amplitudes para a mola de constante 24 N/mm



Fonte: Autoria própria

Figura 39: Deslocamento da massa suspensa com diferentes amplitudes para a mola de constante 28 N/mm

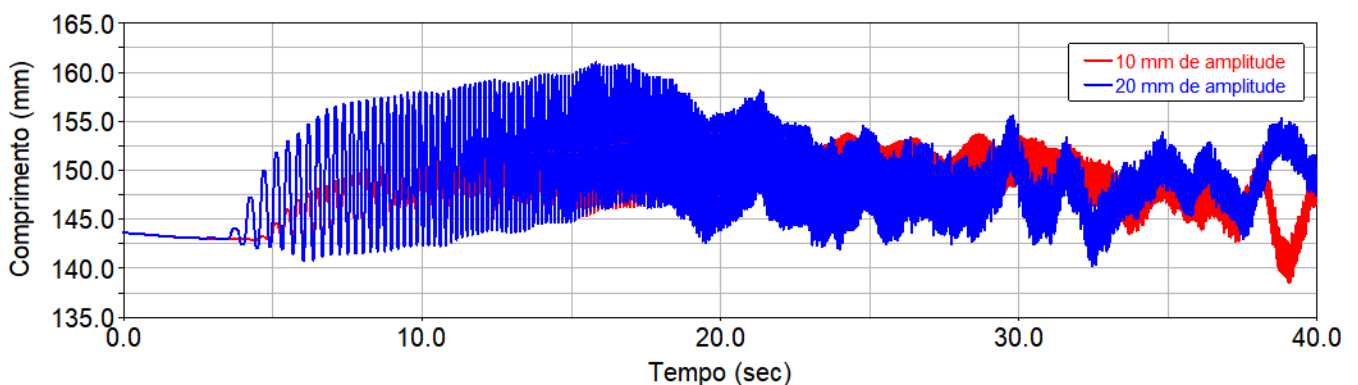


Fonte: Autoria própria

Em ambos os casos é notável a diferença na resposta do veículo, como um aumento do deslocamento inicial entre 0 e 10 segundos, resultado da passagem da primeira frequência natural pelo sistema, uma vez que houve um acréscimo na amplitude do movimento. No intervalo de tempo entre 15 e 30 segundos o deslocamento é um pouco mais baixo para o caso de uma amplitude maior, e de 30 a 40 segundos, a mesma curva se desloca positivamente, porém deslocamentos são pequenos, o que faz com que as curvas mantenham um comportamento semelhante durante o aumento de frequência.

Da mesma forma é possível comparar o comportamento das molas para os dois valores de amplitudes aplicados. Isso é possível observar nas curvas das Figuras 40, 41 e 42, mostradas a seguir.

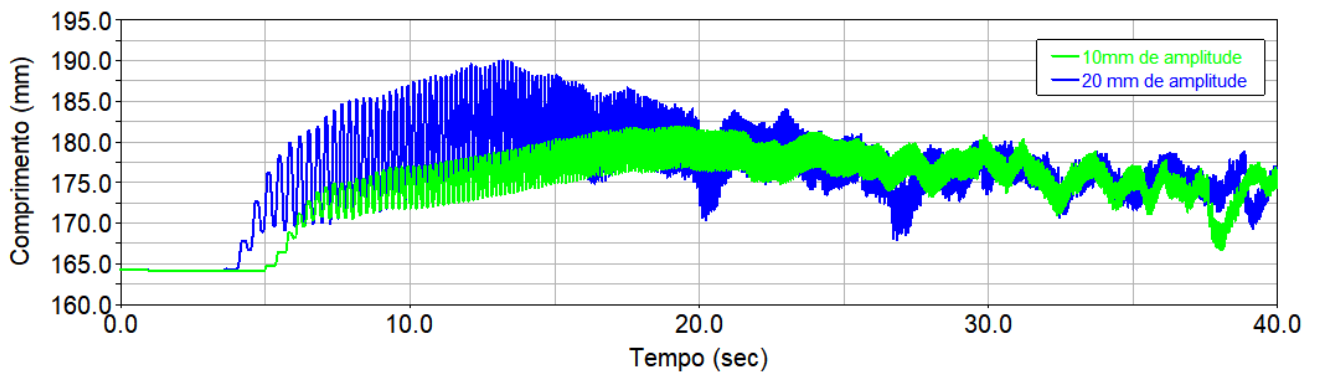
Figura 40: Comportamento da mola de constante 16 N/mm com diferentes amplitudes.



Fonte: Autoria própria

Observa-se para a mola de 16 N/mm uma variação maior no seu comprimento durante os 25 primeiros segundos e após isso, descontrola maior no comportamento da curva, com oscilações maiores, tendo em vista o aumento da frequência.

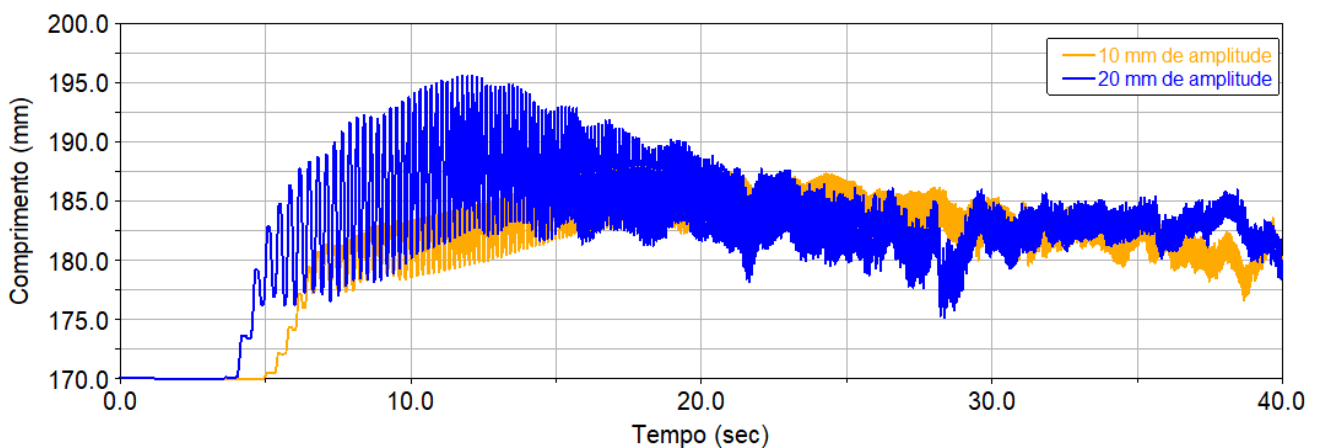
Figura 41: Comportamento da mola de constante 24 N/mm com diferentes amplitudes.



Fonte: Autoria própria

Embora a mola de 24 N/mm também apresente uma variação maior no seu comprimento até os 20 segundos, como consequência do aumento de amplitude, após isso é visto uma semelhança no comportamento das curvas com o aumento da frequência.

Figura 42: Comportamento da mola de constante 28 N/mm com diferentes amplitudes.



Fonte: Autoria própria

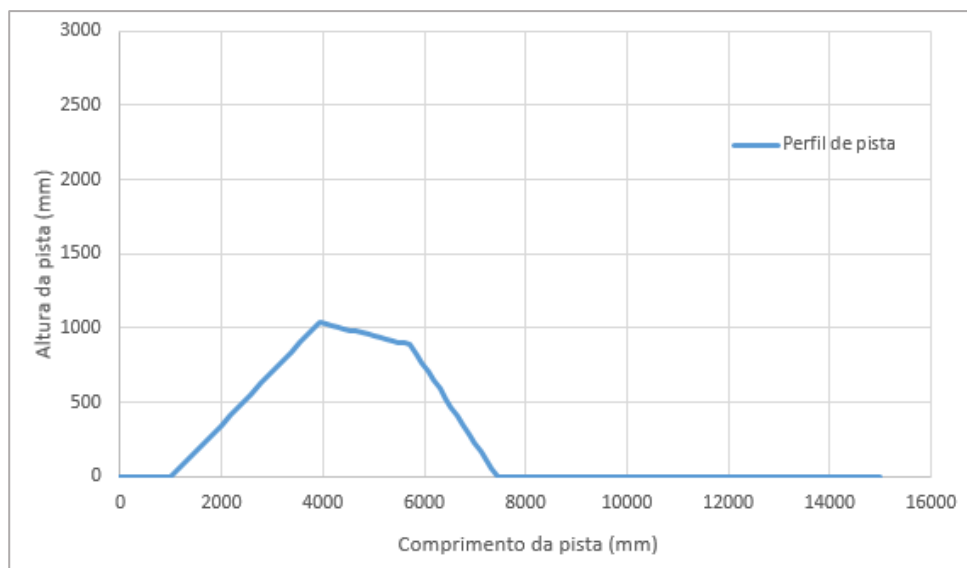
Para o caso da mola de rigidez 28 N/mm, é visto uma variação muito grande no seu comprimento observando o eixo y do gráfico, tendo até um deslocamento maior que o seu comprimento livre. Analisando o comportamento com o aumento da frequência, essa mola apresenta diferenças entre as duas situações aplicadas, onde entre os tempos de 25 e 30 segundos há um pico de deslocamento baixo, e perto dos 40 segundos uma diferença positiva no movimento da curva de amplitude de 20 mm em relação a curva de 10 mm de amplitude. Por fim, é perceptível a tendência de as curvas não apresentarem comportamentos muito semelhantes.

5.2. SIMULAÇÃO COM EXCITAÇÃO DO TIPO ROAD PROFILES

Para esse tipo de simulação também foi utilizado o modelo do protótipo montado, porém a situação de análise agora é passagem do veículo por um obstáculo com perfil de rampa, próximo ao real visto em competições.

Foi analisado o comportamento do veículo passando pelo obstáculo com as molas de constantes 24 e 28 N/mm. A velocidade de entrada no obstáculo foi de 25 km/h, que é em média a velocidade nas competições para esse tipo de obstáculo. A Figura 43, mostra perfil da rampa.

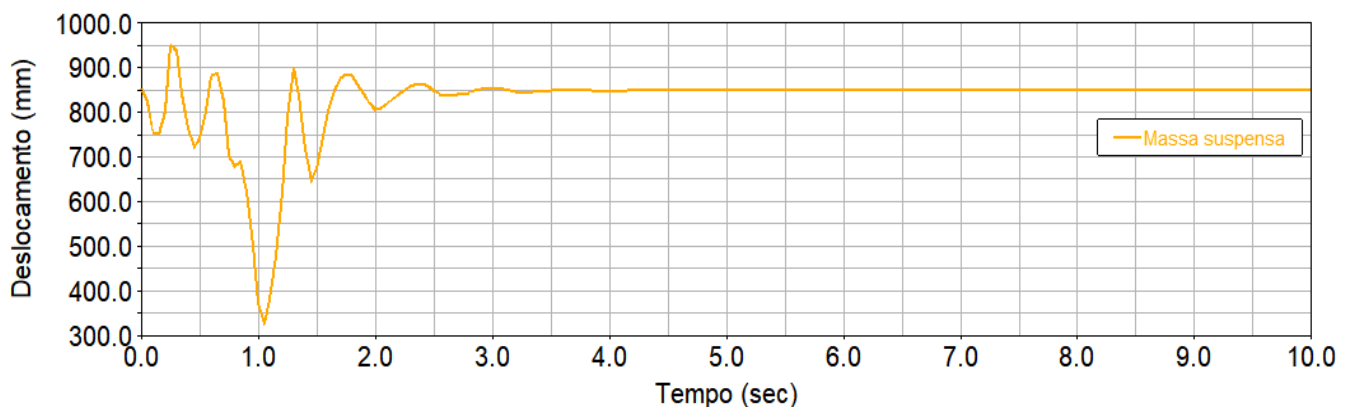
Figura 43: Perfil do obstáculo tipo rampa



Fonte: Autoria própria

O gráfico da Figura 44 ilustra a relação entre a resposta do deslocamento vertical da massa suspensa em relação ao deslocamento do excitador. Avaliando a resposta, percebe-se picos de deslocamento representando o percurso que o veículo faz sobre a rampa.

Figura 44: Curva relativa do deslocamento da massa suspensa na passagem em uma rampa com uma mola de rigidez de 24 N/mm.

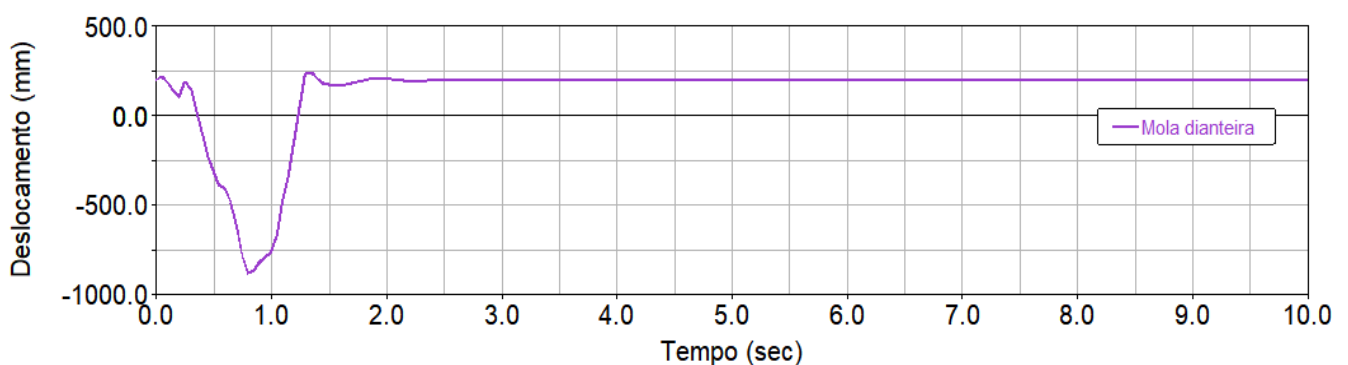


Fonte: Autoria própria

Os picos presentes no intervalo de tempo entre 0 e 0,7 segundos representam o contato inicial do veículo com o obstáculo, ou seja, o processo de subida na rampa. Em seguida, esse decaimento da curva é característico do instante em que o carro desce a rampa e logo após tende a retornar a sua posição inicial, como é possível perceber pela diminuição de oscilação e estabilidade da curva.

Da mesma forma, fazendo a relativa, pôde-se acompanhar a resposta da mola para esse movimento. Isso pode ser na Figura 45.

Figura 45: Curva relativa da resposta da mola de 24 N/mm

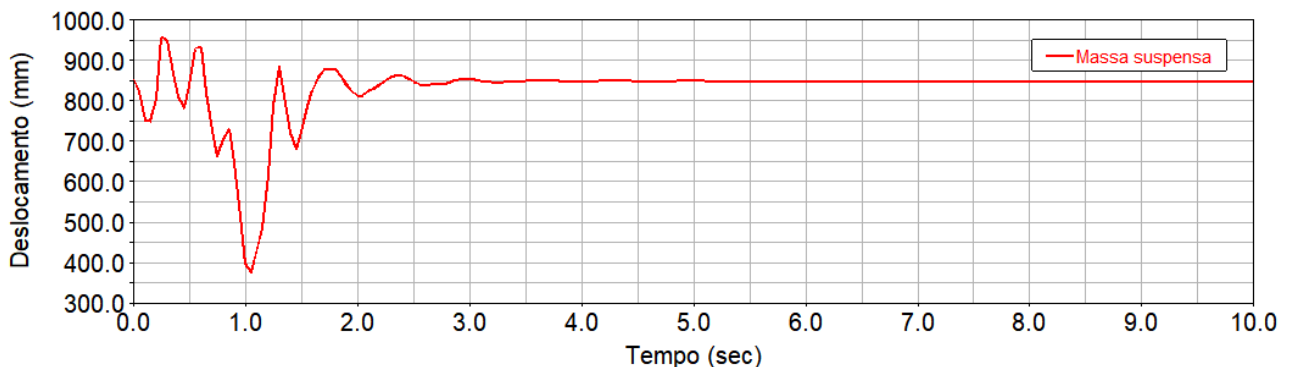


Fonte: Autoria própria

A curva da resposta da mola é representada um deslocamento negativo, no instante em que o carro sobe, e depois um deslocamento positivo e uma rápida estabilidade no momento em que ele desce a rampa e retorna ao terreno sem obstáculos.

Não tão diferente dos gráficos acima, também foi analisada a curva relativa para a mola de rigidez 28 N/mm (Figura 46).

Figura 46: Curva relativa do deslocamento da massa suspensa na passagem em uma rampa com uma mola de rigidez de 28 N/mm.

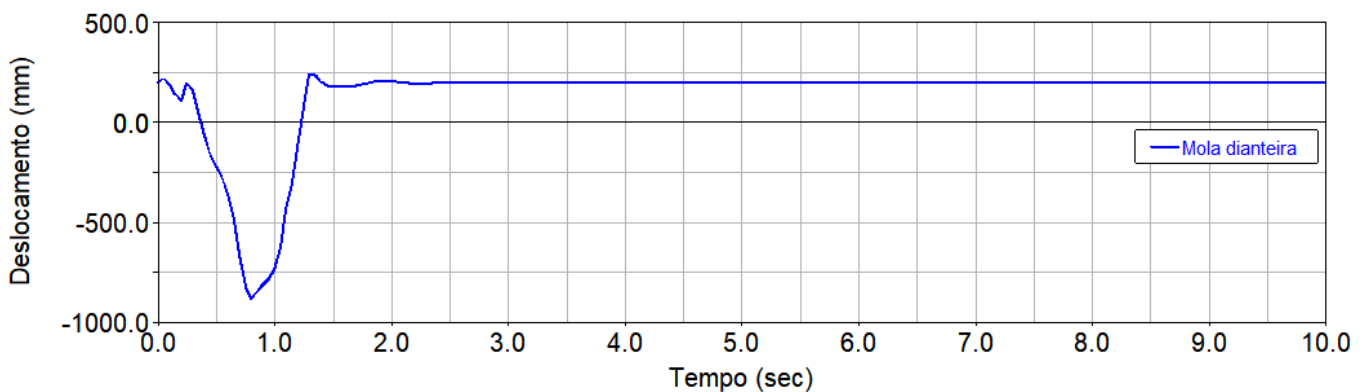


Fonte: Autoria própria

Embora nesse caso, a curva relativa seja bem semelhante a curva anterior, existe uma diferença, com aumento da rigidez houve uma maior absorção de movimento pela mola, movimentos estes gerados pelas irregularidades durante a subida e descida do veículo na rampa, resultando em um deslocamento menor.

Na Figura 47 é apresentada a resposta da mola para esse movimento.

Figura 47: Curva relativa da resposta da mola de 28 N/mm



Fonte: Autoria própria

A variação na curva decorrente o aumento de rigidez é pequena comparada com a resposta da mola anterior, sendo vista a partir do deslocamento no eixo y. Também é representada por um deslocamento negativo, no instante em que o carro sobe, porém com uma curva mais suave e com uma tendência a estabilidade mais rápida.

Considerando uma comparação entre as molas de 24 e 28N/mm, utilizando os dois tipos de simulações, pode-se ver uma diferença entre elas, e determinar qual das duas tem um melhor comportamento, em ambas as situações, resultando a mola de 24N/mm tendo respostas com o mínimo de variação e sendo assim, a melhor entre as duas.

6. CONCLUSÃO

O referente trabalho deu total importância ao estudo da dinâmica vertical de veículo *off-road* do tipo baja, com ênfase no desempenho das molas. Foram realizadas várias simulações computacionais com os parâmetros reais e excitações do tipo *swept sine*, com dois valores de amplitudes de excitação, representando as irregularidades das pistas e impondo o veículo a algumas situações de perturbação, onde manteve-se fixo alguns parâmetros, e variou-se apenas as constantes das molas dianteiras.

De acordo com as simulações em condição de passagem em *swept sine* com amplitudes de 10 mm, as respostas de deslocamento da massa suspensa analisadas tomando como referência a mola que possui menor rigidez, apresentaram bons resultados. Foi observado que com o aumento da rigidez da mola, há uma diminuição no deslocamento da massa suspensa, o que é bom, uma vez um deslocamento muito grande da massa suspensa pode afetar diretamente no desempenho do veículo.

As análises realizadas nas respostas das molas foram consideradas como principais resultados, sendo elas o foco do estudo. Foi visto a variação do comprimento e do deslocamento das molas quando comparadas a de menor rigidez e avaliado o comportamento individual de cada uma. Foi visto que quanto maior a rigidez da mola, menor sua compressão, ajudando assim na melhora do desempenho do veículo. Molas de constantes muito baixas podem afetar parâmetros importantes, como a altura do carro por exemplo, e molas com constantes muito altas, podem interferir no conforto do veículo e ocasionar situações indesejáveis.

Para as análises em condição de passagem em *swept sine* com amplitudes de 20 mm, as respostas foram muito semelhantes as obtidas com uma amplitude de 10 mm, mas com suas particularidades, devido a esse aumento. Observou-se também que houve uma diminuição na frequência natural da massa suspensa.

Para as análises em condição de passagem em rampa com dimensão de altura elevada, foi percebido que a modelagem que o software desenvolveu fez com que o modelo do veículo copiasse todo o percurso e conseguiu definir bem o comportamento do mesmo, em termos de deslocamento vertical.

Entre as molas analisadas com valores de constantes de 20, 24 e 28 N/mm, embora todas tenham apresentado bom comportamento quando comparadas as respostas da mola de rigidez 16 N/mm, a que mostrou um melhor desempenho foi a de 24 N/mm, levando em consideração

que foi a teve respostas mais próximas mesmo quando alterada a amplitude de excitação, e também alguns outros fatores como a influência de uma rigidez mais alta na dinâmica lateral do veículo.

Por fim, conclui-se que os resultados obtidos das análises deste trabalho se mostraram de muita importância e com grande influência no funcionamento do veículo, e apresenta um conjunto de outros parâmetros que podem ser estudados e alterados de modo a melhorar a performance do veículo.

7. TRABALHOS FUTUROS

Como possíveis trabalhos futuros pode-se apontar:

- Simulação em pistas mais complexas;
- Aprimorar os estudos sobre mola, a fim de projetar com base na constante determinada, uma mola em série;
- Aprimorar os estudos com foco no amortecimento;
- Avaliar parâmetros como rigidez do pneu e sua influência;
- Validar em testes reais, as análises computacionais realizadas.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADAMS, H. **Chassis engineering**. N.Y: HP Books, ISBN 1-55788-055-7, 1993.

ALMEIDA, D. A.; **Dimensionamento cinemático e dinâmico de suspensão duplo A**. 2012. Projeto de graduação, Faculdade de Brasília, Brasília, 2012.

BARBIERI, Frederico. **Sistemas de suspensão**. SAE International- 140f. 2009.

BRANCO, Diogo Bandeira de Melo Castelo. **Análise de desempenho da suspensão e conforto de um veículo fora de estrada do tipo baja SAE**. 2014. 184 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, Rio de Janeiro, 2014.

DINIZ, D. D. S.; **Estudo da dinâmica vertical em suspensão duplo A de um veículo off-road tipo baja**. 2014. 138f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, 2014.

DUARTE, Alex Ronny Dantas. **Projeto detalhado de uma suspensão dianteira do tipo duplo A para um veículo baja**. 2017. 107 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal Rural do Semi-Árido, Caraúbas, 2017.

FREITAS JR, L. M. P.; **Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo MacPherson**. 2006. 139f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade de São Paulo, São Carlos, 2006.

FERREIRA, Hudson Tadeu. **Determinação das frequências naturais e modos de vibrar de um veículo de dois eixos através de um programa computacional em MatLab-Simulink**. 2003. 99 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia de Materiais, Aeronáutica e Automobilística, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2003.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. SAE R – 114, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, USA, 1992.

IEZZO, Robson. **Desenvolvimento de um sistema de suspensão com amortecimento semiativo “slow-active” com custo competitivo.** 2010. 284f. Dissertação (Mestrado Profissional em Engenharia Mecânica), Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2010.

KAFFKA, D.; **Projeto conceitual de estrutura e suspensão para protótipo Baja.** Panambi. Unijuí, 2007. 71f. Trabalho de conclusão de curso, Curso de Engenharia Mecânica - Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, 2009.

LIRA, B. H. R.; **Suspensão para o segmento de minicarros.** 2012. 42f. Projeto de pós-graduação, Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul, 2012.

NICOLAZZI, Lauro Cesar; ROSA, Edison da; LEAL, Longuinho da Costa Machado. **Uma introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas.** Florianópolis: Publicação interna do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2001

OKABE, E. P. **Metodologia de projeto para desenvolvimento de suspensão veicular.** 2003. 158f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) –Faculdade de Engenharia Mecânica. Universidade Estadual de Campinas, Campinas 2003.

OLIVEIRA et al. **Sistema de suspensão veicular otimizado através de um controle eletromecânico do conjunto mola e amortecedor.** XI Simpósio de Excelência em Gestão e Tecnologia. Rio de Janeiro, 2014.

PERSEGUIM, Odilon T. **Dinâmica veicular relativa ao ride de veículos e métricas para a sua avaliação.** São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, 2006 (Tese Doutorado em Engenharia Mecânica), 248 p. São Paulo, 2005, Universidade de São Paulo

REZENDE, J. C. C.; **Projeto e implementação de um modelo de suspensão automotiva em bancada de laboratório.** 2007. 157f. Dissertação (Mestrado em Engenharia), Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2007.

RUTHES, João Pedro. **ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DE SUSPENSÃO VEICULAR**. 2016. 56 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Automotiva, Universidade Federal de Santa Catarina, Centro de Joinville, Joinville, 2016.

SANTOS, Felipe de Oliveira; ANDRADE, Marcos Vinicius Motta de; FAGUNDES JUNIOR, Sergio Adriano Berbel. **PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM DINAMÔMETRO DE AMORTECEDOR**. 2017. 81 f. Monografia (Especialização) - Curso de Tecnologia em Mecânica Automotiva., Fatec Santo André, Santo André, 2017

SANTOS, Vinícius Lopes dos. **Estudo da dinâmica vertical de um veículo através da teoria de sistemas multicorpos**. P. 1-10, 2012.

VARGAS, V. A. **Efeitos da flexibilidade estrutural em simulações de dinâmica lateral de veículo de transporte de carga**. 2011. 132f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

YAMAGATA, P. H. **Modelagem de sistema de suspensão e veículo baja sae com software de dinâmica multicorpos**. p. 1–10, 2012.