

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Modelagem, Simulação e Análise do Comportamento
Dinâmico de Veículos de Transporte**

Johnatan Oliveira Mussauer
Vinicius Sampaio Dias

Professor Orientador: Fernando Ribeiro da Silva

**Rio de Janeiro
Abril de 2021**

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

Modelagem, Simulação e Análise do Comportamento Dinâmico de Veículos de Transporte

Johnatan Oliveira Mussauer

Vinicius Sampaio Dias

Projeto final apresentado em cumprimento às normas do Departamento de Educação Superior do CEFET/RJ, como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Professor Orientador: Fernando Ribeiro da Silva

**Rio de Janeiro
Abril de 2021**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

M989 Mussauer, Johnatan Oliveira
Modelagem, simulação e análise do comportamento dinâmico
de veículos de transporte / Johnatan Oliveira Mussauer [e] Vinicius
Sampaio Dias – 2021.
xii, 53 f.: il. color., enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2021.
Bibliografia : f. 86-91
Orientador: Fernando Ribeiro da Silva

1. Engenharia mecânica. 2. Transportes – Planejamento.
3. Transporte de carga – Análise dinâmica. 4. Transporte de
motos – Análise dinâmica. I. Dias, Vinicius Sampaio. II. Silva,
Fernando Ribeiro da (Orient.). III. Título.

CDD 620.1

Elaborada pelo bibliotecário Leandro Mota de Menezes – CRB/7 nº 5281

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradecemos o Professor Fernando Ribeiro da Silva, por toda orientação que nos foi dada, a disponibilidade que nunca foi negada e também o apoio técnico e didático para o melhor entendimento dos conceitos abordados e construção do nosso projeto.

A todo o corpo docente do curso Engenharia Mecânica do CEFET/RJ, não só pelo material didático transmitido, assim como por noções de caráter e responsabilidade que hoje nos possibilita ser profissionais qualificados e corretos em nossas carreiras.

A instituição CEFET/RJ, que nos forneceu toda a estrutura para embasamento técnico e teórico, nos preparando para nos tornarmos profissionais de alta qualidade e prestígio no mercado.

Às nossas famílias, pelo constante apoio nas horas mais difíceis de toda a nossa vida acadêmica, e pelos inúmeros incentivos de sempre persistir diante de uma dificuldade.

RESUMO

O transporte de veículos automotores de duas rodas zero quilômetro sempre foi muito utilizado por empresas revendedoras deste seguimento. Grandes marcas como Honda, Suzuki e Yamaha fazem uso de pequenos caminhões para transporte de suas mercadorias (motos de diversos tamanhos). Com isso, o projeto busca uma análise da influência dinâmica que a moto exerce sobre o veículo transportador. Como objetivo deste trabalho, foi feita uma pesquisa técnica de mercado, de ambos os veículos (transportador e transportado), com intuito de realizar uma análise preliminar na qual serão obtidas equações que possibilitarão suas respectivas análises dinâmicas. A primeira análise realizada se baseou no efeito que a moto causa ao ser acoplada ao caminhão, em que se pôde observar uma influência nos deslocamentos e esforços de suspensão do caminhão. Uma segunda análise foi realizada com o intuito de justificar o objetivo do trabalho ao observar a diferença de uma análise dinâmica para uma análise denominada estática por apresentar forças constantes, em que se pôde observar a importância e maior proximidade da análise dinâmica com a realidade. Por último, uma análise de posicionamento da moto sobre o caminhão pôde trazer diferentes perspectivas da influência causada no veículo transportador.

Palavras-chave: Transporte de motos, análise dinâmica de moto, análise dinâmica de caminhão, análise dinâmica de veículos transportadores.

ABSTRACT

The transport of self-propelled two-wheeled new vehicles has always been widely used by reseller companies in this segment. Major brands such as Honda, Suzuki and Yamaha use small trucks to transport their goods (motorcycles of different sizes). With this, the project seeks an analysis of the dynamic influence that the motorcycle has on the transport vehicle. As a goal of this work, a market technique research was carried out on both vehicles (transporter and transported), with the objective of carrying out a preliminary analysis in which equations will be obtained that will enable their respective dynamic analyzes. The first analysis carried out was based on the effects that the motorcycle causes when coupled to the truck, where it was possible to observe an influence on the displacements and suspension efforts of the truck. A second analysis was carried out to justify the objective of the work by observing the difference between a dynamic analysis and an analysis called static for presenting constant forces, where it was possible to observe the importance and greater proximity of the dynamic analysis with reality. Finally, an analysis of the positioning of the motorcycle on the truck managed to bring different effects of the influence caused on the transport vehicle.

Keywords: Transportation of motorcycles, dynamic analysis of motorcycles, dynamic analysis of trucks, dynamic analysis of transport vehicles.

Sumário

| | |
|--|-----------|
| Capítulo 1 | 1 |
| Introdução | 1 |
| 1.1 Motivação | 1 |
| 1.2 Justificativa | 1 |
| 1.3 Objetivo | 1 |
| 1.4 Metodologia | 2 |
| 1.5 Organização do Trabalho | 2 |
| Capítulo 2 | 4 |
| Referencial Teórico | 4 |
| 2.1 Normas e Resoluções | 4 |
| 2.2 Escolha dos veículos | 5 |
| 2.2.1. Motocicletas | 5 |
| 2.2.2. Caminhões de transporte de porte pequeno | 6 |
| 2.3 Acoplamento dos veículos | 6 |
| 2.4 Vibrações Mecânicas | 8 |
| 2.4.1. Amortecimento | 8 |
| 2.4.2. Conjunto massa-mola | 9 |
| 2.4.3. Sistemas com Múltiplos Graus de Liberdade | 9 |
| 2.5 Fundamentos da Dinâmica Veicular | 11 |
| Capítulo 3 | 13 |
| Parâmetros | 13 |
| 3.1 Requisitos dos veículos: | 13 |
| 3.2 Posicionamento da moto | 14 |
| Capítulo 4 | 15 |
| Análise Dinâmica | 15 |
| 4.1 Análise dinâmica do caminhão | 17 |
| 4.2 Análise dinâmica da moto | 22 |
| 4.3 Análise dinâmica do acoplamento | 26 |

| | |
|---|-----------|
| Capítulo 5 | 27 |
| 5. Simulação | 27 |
| 5.1 Parâmetros de Simulação | 27 |
| 5.2 Resultados da simulação | 28 |
| 5.2.1 Simulação independente do caminhão | 28 |
| 5.2.2 Simulação independente da moto | 32 |
| 5.2.3 Simulação do modelo acoplado dinâmico centralizado | 34 |
| 5.2.4 Simulação do modelo acoplado estático centralizado | 36 |
| 5.2.5 Simulação do modelo acoplado dinâmico descentralizado | 38 |
| 5.3 Análise dos resultados | 41 |
| 5.3.1 Carregamento do caminhão | 41 |
| 5.3.2 Análise estática x dinâmica | 43 |
| 5.3.3 Posicionamento da moto sobre a caçamba do caminhão | 45 |
| Capítulo 6 | 48 |
| Conclusão | 48 |
| 6.1 Projetos futuros | 48 |
| Capítulo 7 | 50 |
| Bibliografia | 50 |
| APÊNDICE I: Programa principalcaminhão.m independente | 54 |
| APÊNDICE II: Programa equacaoC.m independente | 59 |
| APÊNDICE III: Programa principalmoto.m independente | 60 |
| APÊNDICE IV: Programa equacaoM.m independente | 64 |
| APÊNDICE V: Programa principalacoplamento.m do modelo acoplado | 65 |
| APÊNDICE VI: Programa equação_acoplamento.m do modelo acoplado | 71 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1: Figura ilustrativa do modelo completo a ser analisado (Adaptado de COSTA, 2020; HONDA, 2020) | 4 |
| Figura 2: Exemplo moto XRE 190 - 2019 (MOTOSBLOG.COM.BR, 2021) | 5 |
| Figura 3: Exemplo de Caminhão KIA BONGO (ICARROS.COM.BR, 2021)..... | 6 |
| Figura 4: Rampa Dobrável para Embarque de Motos Mod 1500/165 (ALFONSO, 2020) | 7 |
| Figura 5: Exemplo de guinchamento da moto (GUINCHANDO, 2020)..... | 7 |
| Figura 6: Exemplo de moto guinchada (GUINCHANDO, 2020)..... | 8 |
| Figura 7: Conjunto massa mola (SILVA; OLIVEIRA, 2015) | 9 |
| Figura 8: DCL de 2 graus de liberdade | 10 |
| Figura 9: Modelo de veículo com quatro graus de liberdade | 11 |
| Figura 10: Dinâmica Veicular (direção dos movimentos) (CAMPOS; SOUZA, 2014)..... | 12 |
| Figura 11: Figura com dimensões da moto (LEVY, 2018)..... | 13 |
| Figura 12: Figura com dimensões do caminhão (KIA, 2021)..... | 13 |
| Figura 13: - Posicionamento da moto centralizado (Adaptado de COSTA, 2020)..... | 14 |
| Figura 14: Posicionamento da moto descentralizado (Adaptado de COSTA, 2020)..... | 14 |
| Figura 15: Representação do caminhão com a lombada (Adaptado de COSTA, 2020)..... | 16 |
| Figura 16: Representação do modelo físico do caminhão (Adaptado de COSTA, 2020) | 17 |
| Figura 17: Representação do centro de massa do caminhão e suas reações no solo..... | 18 |
| Figura 18: DCL do caminhão e de suas rodas..... | 20 |
| Figura 19: Representação dinâmica da moto (Adaptado de HONDA, 2020)..... | 23 |
| Figura 20: Representação do centro de massa da moto e suas reações no solo | 23 |
| Figura 21: DCL da moto | 24 |
| Figura 22: Deslocamento vertical do caminhão no modelo independente..... | 29 |
| Figura 23: Deslocamento angular do caminhão no modelo independente..... | 29 |
| Figura 24: Deslocamento vertical da roda dianteira do caminhão no modelo independente.. | 30 |
| Figura 25: Deslocamento vertical da roda traseira do caminhão no modelo independente | 30 |
| Figura 26: Forças exercidas sobre as molas do caminhão no modelo independente | 31 |
| Figura 27: Forças exercidas sobre os amortecedores do caminhão no modelo independente | 31 |
| Figura 28: Deslocamento vertical da moto no modelo independente | 32 |
| Figura 29: Deslocamento angular da moto no modelo independente | 33 |
| Figura 30: Forças que as rodas da moto exercem sobre a pista | 33 |
| Figura 31: Deslocamento vertical do caminhão no modelo acoplado | 34 |

| | |
|--|----|
| Figura 32: Deslocamento angular do caminhão no modelo acoplado | 35 |
| Figura 33: Forças que a moto exerce sobre o caminhão no modelo acoplado..... | 35 |
| Figura 34: Forças exercidas sobre as molas do caminhão no modelo acoplado | 36 |
| Figura 35: Forças exercidas sobre os amortecedores do caminhão no modelo acoplado | 36 |
| Figura 36: Deslocamento vertical do caminhão no modelo acoplado estático | 37 |
| Figura 37: Deslocamento angular do caminhão no modelo acoplado estático | 37 |
| Figura 38: Forças exercidas sobre as molas do caminhão no modelo acoplado estático..... | 38 |
| Figura 39: Forças exercidas sobre os amortecedores do caminhão no modelo acoplado estático | 38 |
| Figura 40: Deslocamento vertical do caminhão no modelo acoplado descentralizado..... | 39 |
| Figura 41: Deslocamento angular do caminhão no modelo acoplado descentralizado..... | 39 |
| Figura 42: Forças que a moto exerce sobre o caminhão no modelo acoplado descentralizado | 40 |
| Figura 43: Forças exercidas sobre as molas do caminhão no modelo acoplado descentralizado | 40 |
| Figura 44: Forças exercidas sobre os amortecedores do caminhão no modelo acoplado descentralizado | 41 |
| Figura 45: Comparação dos deslocamentos verticais nos modelos independente e acoplado | 42 |
| Figura 46: Comparação dos deslocamentos angulares nos modelos independente e acoplado | 43 |
| Figura 47: Comparação das forças nas molas do caminhão nos modelos independente e acoplado..... | 43 |
| Figura 48: Comparação dos deslocamentos verticais nos modelos estático e dinâmico | 44 |
| Figura 49: Comparação dos deslocamentos angulares nos modelos estático e dinâmico..... | 45 |
| Figura 50: Comparação das forças nas molas do caminhão nos modelos estático e dinâmico | 45 |
| Figura 51: Comparação dos deslocamentos verticais nos modelos centralizado e descentralizado | 46 |
| Figura 52: Comparação dos deslocamentos angulares nos modelos centralizado e descentralizado | 47 |
| Figura 53: Comparação das forças nas molas do caminhão nos modelos centralizado e descentralizado | 47 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 1: Parâmetros encontrados na análise de carregamento do caminhão..... | 42 |
| Tabela 2: Parâmetros encontrados na análise estática x dinâmica | 44 |
| Tabela 3: Parâmetros encontrados na análise de posicionamento da moto sobre a caçamba do caminhão..... | 46 |

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

| | | |
|----------------|---|--|
| a | – | Distância da roda dianteira do caminhão ao seu centro de gravidade |
| b | – | Distância da roda traseira do caminhão ao seu centro de gravidade |
| b_1 | – | Constante de amortecimento da suspensão dianteira do caminhão |
| b_2 | – | Constante de amortecimento da suspensão traseira do caminhão |
| b_3 | – | Constante de amortecimento da suspensão dianteira da moto |
| b_4 | – | Constante de amortecimento da suspensão traseira da moto |
| c | – | Distância da roda dianteira da moto ao CG do caminhão (quando acoplados) |
| CG | – | Centro de gravidade |
| CM | – | Centro de massa |
| d | – | Distância da roda traseira da moto ao CG do caminhão (quando acoplados) |
| dq | – | Distância da roda dianteira do veículo até a lombada |
| dq_a | – | Distância da roda dianteira do caminhão até a lombada no modelo acoplado |
| dq_c | – | Distância da roda dianteira do caminhão até a lombada no modelo independente |
| dq_m | – | Distância da roda dianteira da moto até a lombada no modelo independente |
| e | – | Distância da roda dianteira da moto ao seu centro de gravidade |
| f | – | Distância da roda traseira da moto ao seu centro de gravidade |
| F_1 | – | Força de aplicação da roda dianteira da moto sobre o caminhão |
| F_2 | – | Força de aplicação da roda traseira da moto sobre o caminhão |
| I_c | – | Momento de inércia do caminhão |
| I_m | – | Momento de inércia da moto |
| k_1 | – | Rigidez da suspensão dianteira do caminhão |
| k_2 | – | Rigidez da suspensão traseira do caminhão |
| k_3 | – | Rigidez da suspensão dianteira da moto |
| k_4 | – | Rigidez da suspensão traseira da moto |
| k_{r1} | – | Rigidez do pneu dianteiro do caminhão |
| k_{r2} | – | Rigidez do pneu traseiro do caminhão |
| m_c | – | Massa do caminhão |
| m_m | – | Massa da moto |
| m_{r1} | – | Massa da roda dianteira do caminhão |
| m_{r2} | – | Massa da roda traseira do caminhão |
| q | – | Comprimento da lombada |
| $t_{entrada1}$ | – | Tempo de entrada da roda dianteira do caminhão na lombada |

| | | |
|-----------------------|---|--|
| $t_{\text{entrada}2}$ | — | Tempo de entrada da roda traseira do caminhão na lombada |
| $t_{\text{entrada}3}$ | — | Tempo de entrada da roda dianteira da moto na lombada |
| $t_{\text{entrada}4}$ | — | Tempo de entrada da roda traseira da moto na lombada |
| $t_{\text{saída}1}$ | — | Tempo de saída da roda dianteira do caminhão na lombada |
| $t_{\text{saída}2}$ | — | Tempo de saída da roda traseira do caminhão na lombada |
| $t_{\text{saída}3}$ | — | Tempo de saída da roda dianteira da moto na lombada |
| $t_{\text{saída}4}$ | — | Tempo de saída da roda traseira da moto na lombada |
| v_c | — | Velocidade do caminhão |
| v_m | — | Velocidade da moto |
| x_c | — | Deslocamento vertical do centro de massa do caminhão |
| x_{r1} | — | Deslocamento vertical da roda dianteira do caminhão |
| x_{r2} | — | Deslocamento vertical da roda traseira do caminhão |
| y_1 | — | Excitação de base na roda dianteira do caminhão |
| y_2 | — | Excitação de base na roda traseira do caminhão |
| y_3 | — | Excitação de base na roda dianteira da moto |
| y_4 | — | Excitação de base na roda traseira da moto |
| θ_c | — | Ângulo de arfagem do caminhão |
| θ_m | — | Ângulo de arfagem da moto |

Capítulo 1

Introdução

A necessidade de transportar veículos com objetivo comercial é hoje um grande ponto para o mercado comercial de automóveis e motocicletas. Com isso a forma com que este transporte é feito influencia muito, tanto na área financeira quanto na segurança de que o produto não sofra nenhuma avaria no percurso.

Tendo em vista que irregularidades e lombadas na pista são esperadas quando traçada uma rota, é notável que uma análise dinâmica pode ser de grande valia para poder prever as variações estruturais do veículo ao ser submetido a certas condições.

Além de serem analisados separadamente, os veículos estudados serão analisados em conjunto, sendo possível assim perceber a influência que entre ambos no momento que submetidos a variações de pista, como uma lombada.

No modelo estudado foram adotadas hipóteses da vibração mecânica como a dinâmica vertical, a linearidade dos modelos e as limitações dos modelos: veículos planos, chassis modelados como corpos rígidos considerando pneus flexíveis, e simetria em relação ao plano vertical (parâmetros, perturbações e distribuição de massa iguais em cada lado).

1.1 Motivação

Desenvolver um projeto final com uma análise dinâmica relevante para melhor entendimento das interações dos veículos sobrepostos se mostrou bastante interessante, já que este modelo de transporte de motocicletas é facilmente identificado nas ruas diariamente. O estudo se apresenta aplicável e usual no ambiente logístico comercial da atualidade.

1.2 Justificativa

A apresentação de conteúdo de análise se mostra com além de um valor acadêmico, um possível valor para o mercado, tendo em vista que a análise pode refletir em futuros métodos de preservação da integridade do produto e minimização de riscos no momento do transporte do produto motocicletas.

1.3 Objetivo

No desenvolvimento deste projeto busca-se analisar veículos transportadores, focando em transporte de motocicletas. O estudo se baseia em uma análise dinâmica, com o objetivo de gerar dados que reflitam melhor a realidade das interações entre as forças dos veículos,

transportador e transportado. Por meio deste estudo, busca-se identificar a forma mais segura e menos danosa de se transportar uma motocicleta em um pequeno caminhão.

1.4 Metodologia

Para uma análise mais fiel do cenário de dispositivos de transporte em ação, foram estudados e avaliados diversos tipos de veículos transportadores. A partir desta análise foi possível escolher um melhor modelo de veículo que se adequasse ao caso concreto abordado neste estudo, visando também a necessidade de mercado.

Para o desenvolvimento deste projeto foram utilizados conceitos de Engenharia Mecânica aprendidos ao longo da graduação, trazendo conteúdo de análise de vibrações para equacionar os fenômenos dinâmicos estudados aqui e compreender o comportamento das estruturas. Para o auxílio matemático será utilizado o software Matlab. O programa Matlab é um conjunto de equações, comandos em linhas e parâmetros que são programados utilizando uma lógica determinada. Uma função no Matlab calculará todas as fórmulas que representam as equações por meio dos parâmetros estabelecidos no programa. Neste projeto, será utilizada a função “ode45”. Este programa será usado para gerar gráficos referentes ao estudo de simulação dos veículos entrando em equilíbrio estático e depois passando por um quebra-molas. Estes gráficos serão analisados para melhor compreensão dos fenômenos estudados.

Inicialmente, os veículos serão analisados separadamente e submetidos ao movimento estudado, em seguida haverá uma análise dos veículos acoplados e submetidos ao mesmo movimento. Ao final haverá uma análise comparativa dos resultados obtidos, com objetivo de entender a interferência na dinâmica dos veículos quando acoplados.

1.5 Organização do Trabalho

O Projeto está dividido em sete capítulos.

No Capítulo 1 se apresenta a introdução, justificativa, objetivos e a metodologia utilizada para confecção do projeto.

No Capítulo 2 se apresenta o referencial teórico, em que estão inclusas as normas, resoluções e regulamentos ao serem atendidos pelo projeto. São apresentados os veículos selecionados para o estudo e a metodologia escolhida para o acoplamento dos veículos.

No Capítulo 3 são apresentados alguns parâmetros utilizados no projeto, como o conjunto das dimensões dos veículos. Também são apresentadas as sugestões de posicionamento dos veículos acoplados utilizadas para estudo.

No Capítulo 4 são apresentadas as análises dinâmicas e os modelos matemáticos tanto dos veículos independentes quanto acoplados.

No Capítulo 5 são apresentadas todas as simulações de cada modelo, além da discussão dos resultados encontrados para cada análise adotada.

No Capítulo 6 apresenta-se a conclusão do projeto, além das sugestões para projetos futuros.

Capítulo 2

Referencial Teórico

Foram consultados artigos, trabalhos semelhantes e normas técnicas, para elaboração do projeto. Diversos conteúdos de diferentes fontes foram consultados para obter informações mais precisas para a formulação de um projeto original. Na Figura 1 o modelo que será estudado neste projeto é exemplificado com equipamentos comerciais.



Figura 1: Figura ilustrativa do modelo completo a ser analisado (Adaptado de COSTA, 2020; HONDA, 2020)

2.1 Normas e Resoluções

Para se obter um projeto de qualidade, dentro das limitações existentes, é necessário seguir as normas e resoluções técnicas vigentes. Para isso, atende-se a:

- RESOLUÇÃO Nº 735, DE 5 DE JUNHO DE 2018: Estabelece requisitos de segurança necessários à circulação de Combinações para Transporte de Veículos - CTV e Combinações de Transporte de Veículos e Cargas Paletizadas - CTVP.
- Lei nº 9.503, de 23 de setembro de 1997, que institui o Código de Trânsito Brasileiro.
- RESOLUÇÃO Nº 1, DE 6 DE JANEIRO DE 2020, Regulamenta o uso de rodovias federais por veículos ou combinações de veículos e equipamentos, destinados ao transporte de cargas indivisíveis e excedentes em peso ou dimensões ao limite estabelecido nas legislações vigentes, para o conjunto

de veículo e carga transportada, assim como por veículos especiais, fundamentado nos art. 21 e 101 da Lei nº 9.503, de 23 de setembro de 1997, conhecido como Código de Trânsito Brasileiro - CTB e dá outras providências.

- Norma Regulamentadora Nº 11 - NR-11, estabelece os procedimentos de segurança que devem ser executados em todas as atividades que envolvem o transporte, a armazenagem, o manuseio e a movimentação de produtos e materiais em território nacional.

Tais Resoluções e normas auxiliaram na elaboração de um projeto mais fiel a aplicação comercial, dentro dos requisitos legais para transporte de veículos.

2.2 Escolha dos veículos

De forma organizacional, foram consultados também artigos e sites para obtenção de informações técnicas que respaldaram a escolha de forma crítica dos veículos que melhor se adequaram ao objetivo do estudo.

2.2.1. Motocicletas

Há uma grande variedade nos modelos de motocicletas comercialmente vendidas no mercado. Neste projeto foi selecionada a Honda, XRE 190 ano 2019. Este modelo foi escolhido por ser uma moto popular. A Figura 2, ilustra o modelo de moto escolhida para este projeto, XRE 190 - 2019.



Figura 2: Exemplo moto XRE 190 - 2019 (MOTOSBLOG.COM.BR, 2021)

2.2.2. Caminhões de transporte de porte pequeno

Caminhões de porte pequeno são muito utilizados em transporte de mercadorias em média e curta distância. São comumente produtos do setor de logística (mudanças, transporte de mercadorias) e do setor comercial também (transporte de maquinário de médio porte e veículos de pequeno porte, como motocicletas).

Para este projeto foi escolhido, entre diversos modelos analisados, o caminhão BONGO da KIA, modelo 2019, pelas características do veículo e facilidade de obtenção de dados técnicos. Neste caso foram analisadas duas fichas técnicas as quais se complementavam em questão de informações, ficha técnica do site da VRUM e ficha técnica da Kia Motors Brasil. A Figura 3 ilustra o caminhão escolhido para este projeto, KIA BONGO.



Figura 3: Exemplo de Caminhão KIA BONGO (ICARROS.COM.BR, 2021)

2.3 Acoplamento dos veículos

Garantindo que as Resoluções, Normas e Leis fossem respeitadas, foram estudadas diferentes formas de fixação da moto ao caminhão.

O método escolhido para amarração da moto na caçamba do caminhão foi com uso de cinta e catraca. Este é o método utilizado pela prefeitura do Rio de Janeiro no momento de apreensão e transporte de motocicletas. Este modelo de fixação da moto foi escolhido pela sua simplicidade e segurança.

Inicialmente a moto sobe no caminhão por meio de uma rampa acoplada à parte traseira da caçamba do caminhão. O modelo analisado foi "Rampa Metálica de Auto - 107005 - RAVEM" comercializada no site do Mercado Livre, ilustrado na Figura 4.



Figura 4: Rampa Dobrável para Embarque de Motos Mod 1500/165 (ALFONSO, 2020)

A amarração da moto é feita transpassando-se a cinta pela canela da moto, uma de cada vez, como na Figura 5, na traseira a cinta é fixada na roda, como pode ser visto na Figura 6. Os pontos de apoio do caminhão fazem parte da estrutura do veículo e garantem a resistência necessária para sustentar a carga exercida nas cintas, tanto no momento de montagem quanto no momento de transporte.



Figura 5: Exemplo de guinchamento da moto (GUINCHANDO, 2020)



Figura 6: Exemplo de moto guinchada (GUINCHANDO, 2020)

2.4 Vibrações Mecânicas

A partir do estudo de vibrações mecânicas foi possível desenvolver o escopo do projeto. Serão apresentados alguns parâmetros que foram utilizados posteriormente no modelo. A apostila de da Silva (DA SILVA, 2016) foi utilizada como referência da literatura de vibrações mecânicas.

Vibração é definida basicamente por um movimento repetitivo ao longo do tempo, esse movimento é chamado de oscilação, o movimento de um pêndulo é um exemplo deste fenômeno. Na mecânica a área relacionada a vibrações contempla o estudo destes movimentos oscilatórios e as respectivas forças relacionadas.

Há três principais parâmetros em um sistema vibratório, o amortecedor, a massa ou inércia e a mola. A mola está relacionada ao armazenamento de energia potencial, a massa ou inércia se relaciona ao armazenamento de energia cinética e o amortecedor é um elemento de dissipação de energia.

No modelo de vibrações mecânicas, quando o sistema é amortecido a energia potencial se transforma em energia cinética ao longo do movimento e vice-versa, como por exemplo nos veículos estudados neste projeto, em que parte da energia é dissipada pelo amortecedor.

2.4.1. Amortecimento

O amortecimento é uma das atribuições mais sensíveis de materiais e estruturas e pode ser entendido também como atrito interno, processo pelo qual há a perda da energia mecânica.

O amortecimento tem grande importância ao reduzir e limitar as oscilações causadas pelas molas da suspensão, além de colaborar com a estabilidade do veículo ao manter o contato dos pneus com o solo, conforme as irregularidades da pista impactam o veículo e transmitem energia para as molas. O amortecedor exercerá a dissipação dessa energia, em forma de calor.

2.4.2. Conjunto massa-mola

Para melhor entendimento do funcionamento dos modelos de vibrações mecânicas, pode-se estudar o conjunto massa mola segundo a Figura 7.

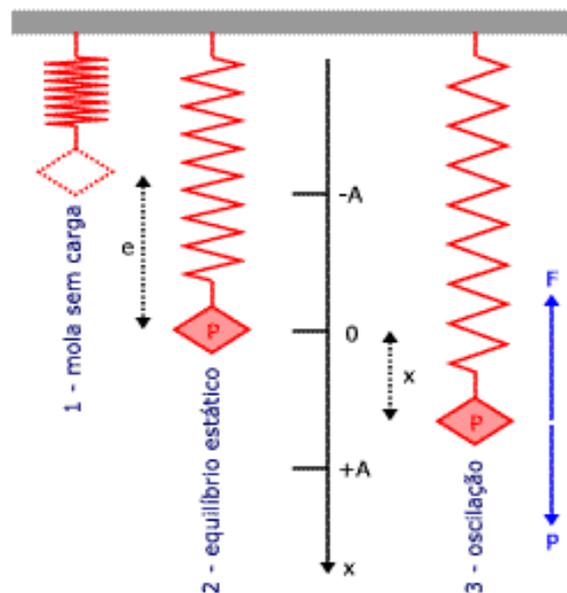


Figura 7: Conjunto massa mola (SILVA; OLIVEIRA, 2015)

Em 1, a mola tem como ponto de partida seu estado de equilíbrio em relação ao seu próprio peso, sem atritos de formações sendo supostamente ideal. Após incluir uma força P , em 2, pode-se observar um deslocamento "e" até seu equilíbrio estático e mais um deslocamento "x" que representa o deslocamento da oscilação.

2.4.3. Sistemas com Múltiplos Graus de Liberdade

O número de graus de liberdade é equivalente ao número de equações ordinárias do sistema. Também pode ser identificado pelo número mínimo de coordenadas requeridas para determinar as posições de todas as partes do sistema. Se o sistema tem 3 graus de liberdade, ele possui 3 equações ordinárias e 3 diferentes coordenadas que possibilitam a identificação de suas

determinadas posições. No caso desse trabalho serão vistos sistemas com 2 graus de liberdade (moto), 4 graus de liberdade (caminhão) e 6 graus de liberdade (conjunto caminhão + moto).

2.4.3.1. Dois graus de liberdade

No sistema dinâmico da moto foi adotado um modelo de dois graus de liberdade, sendo analisada apenas a massa da moto e seu movimento angular e vertical, o que geram duas equações ordinárias. A Figura 8 representa um exemplo de um diagrama de corpo livre.

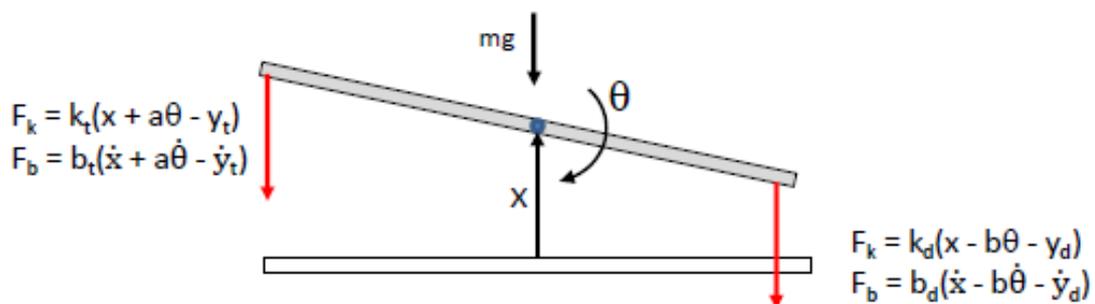


Figura 8: DCL de 2 graus de liberdade

2.4.3.2. Quatro Graus de liberdade

No caso do caminhão foi adotado um modelo de 4 graus de liberdade, levadas em consideração as massas das rodas e seus coeficientes de rigidez. Assim, além do movimento angular e vertical do corpo do caminhão também são avaliados os movimentos verticais das rodas. Gera um total de quatro equações ordinárias. A Figura 9 representa um exemplo de um modelo de veículo de quatro graus de liberdade.

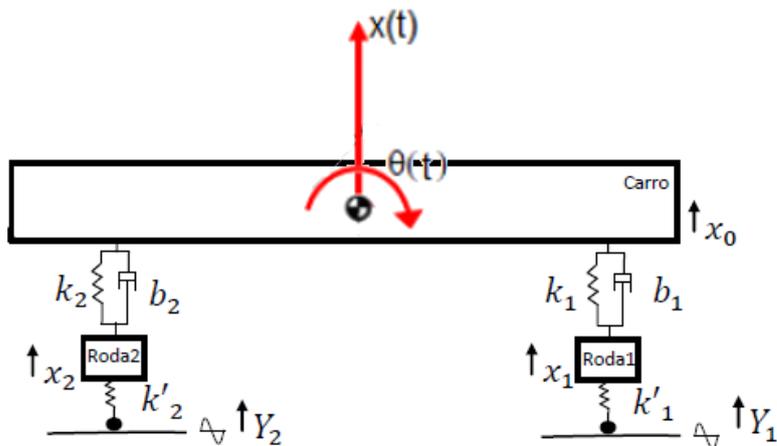


Figura 9: Modelo de veículo com quatro graus de liberdade

2.5 Fundamentos da Dinâmica Veicular

A dinâmica pode ser definida como o estudo do movimento, velocidades, acelerações e posicionamentos, além dos esforços envolvidos, forças e momentos. Na dinâmica veicular, todos esses parâmetros são analisados em relação a um veículo, em resposta aos comandos do motorista e aos esforços externos. São analisados três tipos de movimentos:

- Translação: posição, velocidade e acelerações.
- Rotação: orientação, velocidade angular e aceleração angular.
- Movimento relativo entre as partes: deslocamentos de suspensões, movimentos no motor/transmissão e no sistema de direção.

Além dos movimentos também são analisados dois diferentes esforços:

- Externos: gravitacionais, aerodinâmicos e de contato pneu/via.
- Internos: suspensão/direção, motor/transmissão e sistema de freios.

2.5.1 Dinâmica Vertical

Irregularidades da superfície da pista, como buracos ou quebra-molas, refletem no veículo movimento de translação em relação ao eixo “z”, rotação em torno de “x” (rolagem ou roll) e “y” (arfagem ou pitch). Esses movimentos estão diretamente relacionados ao sistema de suspensão do veículo e são estudados pela dinâmica vertical. Neste projeto este modelo de análise dinâmico se torna de grande importância, pois está diretamente ligado à união entre as rodas e a estrutura do automóvel (chassi). Como nesse projeto o principal estudo é a influência dinâmica que a pista exerce sobre as diferentes combinações de veículos, este modelo dinâmico

vertical será a base do estudo. A Figura 10 ilustra a dinâmica veicular e a direção dos seus movimentos.

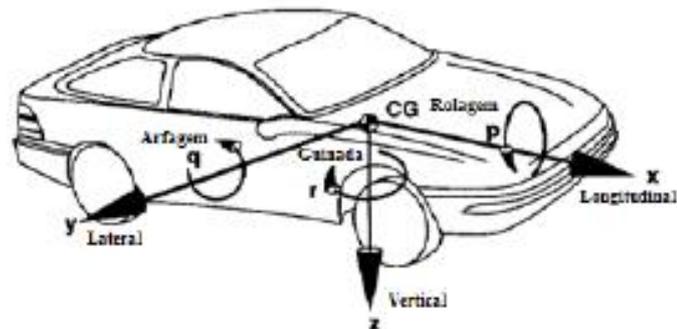


Figura 10: Dinâmica Veicular (direção dos movimentos) (CAMPOS; SOUZA, 2014)

Alguns trabalhos foram usados como referências para a estruturação da análise dinâmica dos veículos deste projeto. Entre eles estão os trabalhos de Silva e Oliveira (SILVA; OLIVEIRA, 2015) e de Campos e Souza (CAMPOS; SOUZA, 2014) que se assemelham a este projeto no que se refere à análise matemática de quatro graus de liberdade, mas diferem no que se refere à análise do acoplamento, que não é abordado nesses trabalhos de referência. Também foi usado como referência o projeto de Silva e Santos (SILVA; SANTOS, 2017) na análise dinâmica do trabalho aqui apresentado, especificamente no que se diz respeito ao quebra-molas, assim como para elaboração do código do Matlab. Entretanto, o projeto de referência difere na análise do acoplamento, em que o reboque é acoplado à traseira do veículo, em sequência, diferente do projeto aqui apresentado em que o modelo é acoplado com um veículo sobre o outro.

Capítulo 3

Parâmetros

A seguir serão apresentados os principais parâmetros do projeto.

3.1 Requisitos dos veículos

Considera-se as seguintes premissas para o desenvolvimento do projeto:

- Veículo transportado: tenha dimensões inferiores à dimensão máxima da caçamba do transportador.
- Veículo transportador: suporte a carga do veículo a ser transportado sem danificar a estrutura.

Nas Figuras 11 e 12, serão apresentados os veículos com suas relativas dimensões:

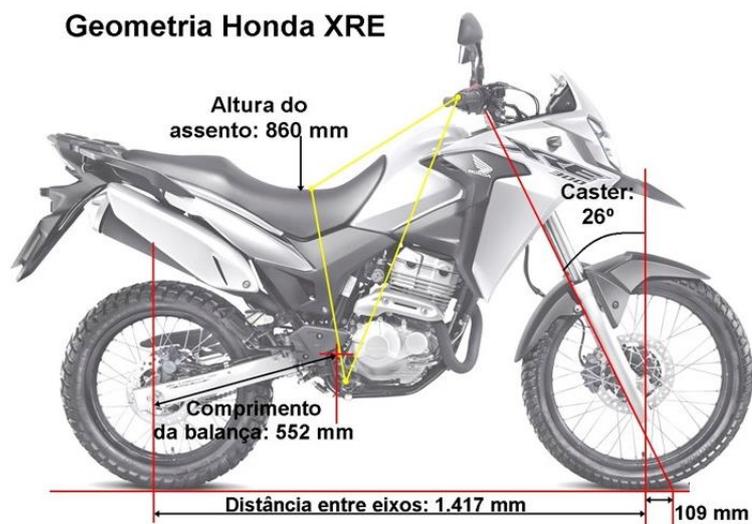


Figura 11: Figura com dimensões da moto (LEVY, 2018)

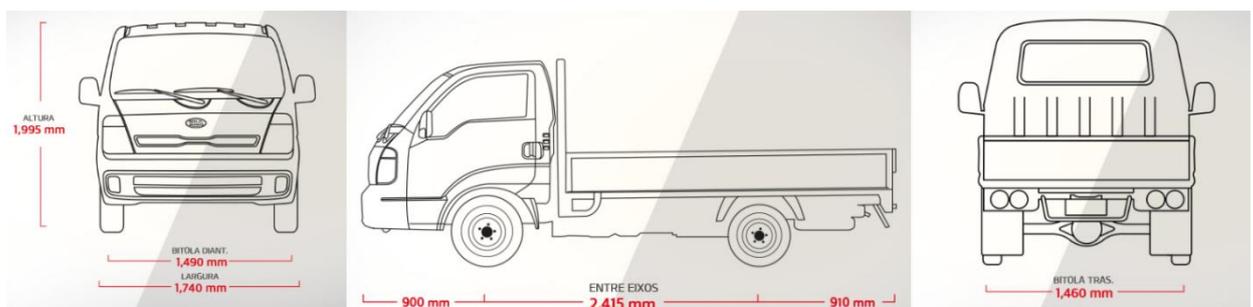


Figura 12: Figura com dimensões do caminhão (KIA, 2021)

3.2 Posicionamento da moto

Neste projeto foram analisados diferentes posicionamentos da moto em cima do caminhão, com o objetivo de identificar a melhor posição do veículo na caçamba, garantindo uma maior estabilidade dos dois veículos e mais segurança durante o transporte.

Uma primeira análise estudada foi com a moto centralizada na caçamba do caminhão, conforme a Figura 13. Neste caso as distancias das variáveis "c" (posicionamento da roda dianteira da moto em relação ao CG do caminhão) e "d" (posicionamento da roda traseira da moto em relação ao CG do caminhão) são 0,55 m e 1,95 m respectivamente. Os pontos marcados com X em vermelho na Figura 13 e 14 representam o posicionamento das rodas da moto na caçamba.

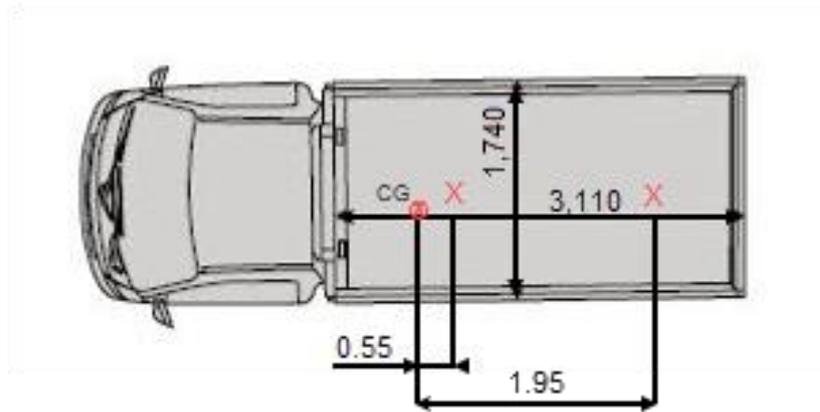


Figura 13: - Posicionamento da moto centralizado (Adaptado de COSTA, 2020)

Uma segunda análise foi feita posicionando a moto um pouco mais à frente na caçamba, tendo sua roda dianteira no mesmo ponto do CG do caminhão, conforme a Figura 14 ilustra. Neste caso as distancias das variáveis "c" e "d" são 0 m e 1,4 m respectivamente.

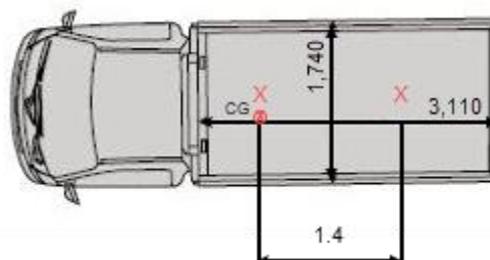


Figura 14: Posicionamento da moto descentralizado (Adaptado de COSTA, 2020)

Capítulo 4

Análise Dinâmica

Para a análise dinâmica, foi adotado um modelo simples e plano para ambos os veículos. Com isso, só serão contemplados efeitos relacionados ao deslocamento angular no plano frontal (ilustrado na Figura 15), bem como os deslocamentos verticais envolvidos em cada modelo. Também serão estudadas as forças que as suspensões são submetidas.

Visando à melhor compreensão dos modelos adotados, deve-se levar em consideração a movimentação de cada veículo independente e, posteriormente, o modelo acoplado para análise da influência que a moto causa na dinâmica do caminhão. Algumas variações são adotadas para compreensão da importância de uma análise de acoplamento dinâmica e melhor posicionamento do veículo rebocado.

Os veículos estarão sujeitos à simulação de uma pista com lombada (excitação de base), que é dimensionada de acordo com a resolução 39/98 do CONTRAN (1998). Para a simulação, foi utilizado o software Matlab, que possibilita a leitura do código e a apresentação de gráficos para interpretação do comportamento dinâmico dos veículos.

A seguir é apresentada a equação que representa a excitação de base causada pela lombada:

$$y = \frac{y_0}{2} (1 - \cos \omega t) \quad (4.1)$$

A equação 4.1 representa o deslocamento vertical causado pela lombada.

Em que:

y_0 – Amplitude máxima da lombada

ω – Frequência angular

t – Tempo em que a roda está sujeita à lombada

Para satisfazer a equação 4.1, torna-se necessário determinar os tempos de entrada das rodas na lombada. Todas as rodas dos veículos terão o mesmo equacionamento para o cálculo dos tempos. As equações são descritas abaixo da Figura 15:

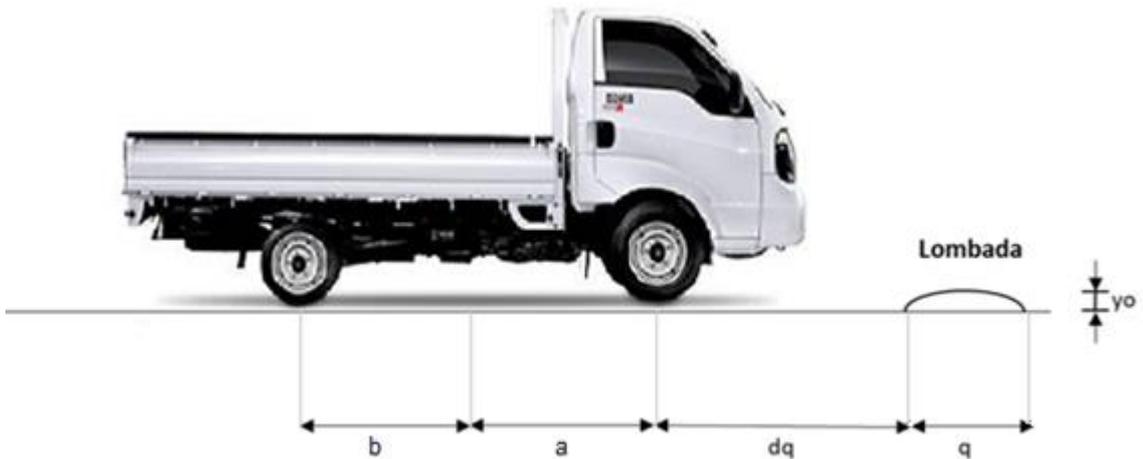


Figura 15: Representação do caminhão com a lombada (Adaptado de COSTA, 2020)

$$t_{entrada1} = \frac{dq}{v_c} \quad (4.2)$$

$$t_{entrada2} = t_{entrada1} + \frac{(a + b)}{v_c} \quad (4.3)$$

Em que:

- $t_{entrada1}$ – Tempo de entrada da roda dianteira do caminhão na lombada
- $t_{entrada2}$ – Tempo de entrada da roda traseira do caminhão na lombada
- dq – Distância da roda dianteira do caminhão até a lombada
- q – Comprimento da lombada
- v_c – Velocidade do caminhão
- a – Distância da roda dianteira ao centro de gravidade do caminhão
- b – Distância da roda traseira ao centro de gravidade do caminhão

Após obter os tempos de entrada, é possível determinar os tempos de saída das rodas na lombada, conforme descritos nas equações abaixo:

$$t_{saída1} = t_{entrada1} + \frac{q}{v_c} \quad (4.4)$$

$$t_{saída2} = t_{entrada2} + \frac{q}{v_c} \quad (4.5)$$

Em que:

- $t_{saída1}$ – Tempo de saída da roda dianteira do caminhão na lombada
- $t_{saída2}$ – Tempo de saída da roda traseira do caminhão na lombada

Conclui-se que a excitação de base é influenciada diretamente pela distância do veículo à lombada, distância entre eixos, velocidade do veículo e tempos de entrada mencionados acima, conforme equações expostas.

4.1 Análise dinâmica do caminhão

Neste estudo, a análise considera o caminhão como um corpo rígido. Com isso, não serão considerados efeitos de deformações em seu chassi, não interferindo assim na análise dinâmica. É adotado um modelo de quatro graus de liberdade, conforme descrito a seguir e na Figura 16:

- x_c – Deslocamento vertical do centro de massa do caminhão
- x_{r1} – Deslocamento vertical da roda dianteira do caminhão
- x_{r2} – Deslocamento vertical da roda traseira do caminhão
- θ_c – Ângulo de arfagem do caminhão

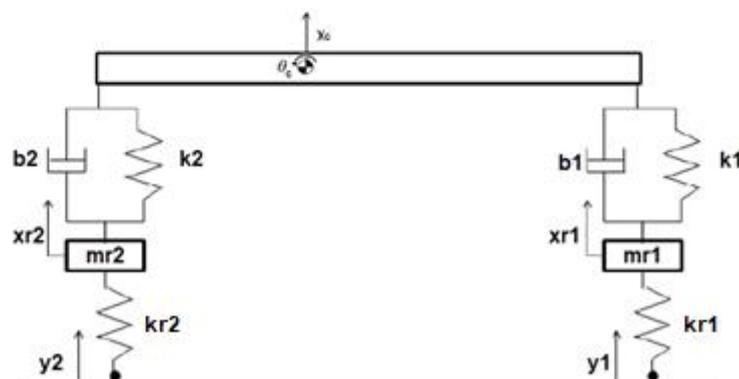


Figura 16: Representação do modelo físico do caminhão (Adaptado de COSTA, 2020)

Em que:

m_{r1} – Massa da roda dianteira

m_{r2} – Massa da roda traseira

k_1 – Rigidez da suspensão dianteira

k_2 – Rigidez da suspensão traseira

kr_1 – Rigidez do pneu dianteiro

kr_2 – Rigidez do pneu traseiro

b_1 – Constante de amortecimento da suspensão dianteira

b_2 – Constante de amortecimento da suspensão traseira

y_1 – Excitação de base na roda dianteira

y_2 – Excitação de base na roda traseira

O centro de massa foi calculado levando em consideração a reação do solo com os eixos dianteiro e traseiro, conforme apresentado na Figura 17:

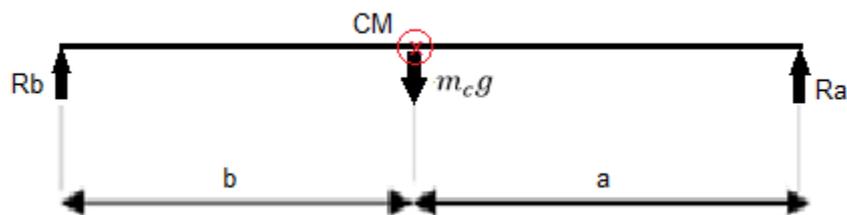


Figura 17: Representação do centro de massa do caminhão e suas reações no solo

Pela ficha técnica, é informado que $R_a=1352$ kg, $R_b=2040$ kg e $(a + b) = 2,4$ m.

Estes valores, porém, referem-se ao caminhão utilizando sua capacidade de carga. Para adotar valores para o caminhão descarregado, é feita uma aproximação da influência de tal carga nos eixos, pela sua proximidade aos mesmos. Considera-se uma carga pontual centralizada na caçamba.

Considerando sua capacidade de carga de 1530 kg, a metade do comprimento da caçamba de 1555 mm, e a distância da traseira da caçamba ao eixo traseiro de 910 mm, é encontrada uma distância de 645 mm do centro da caçamba ao eixo traseiro, que representa aproximadamente 27 % da distância total entre eixos (2400 mm).

Com isso, pode-se considerar uma influência de 27 % da carga no eixo dianteiro e 73 % no eixo traseiro. Realizando a subtração destas cargas parciais, referentes à capacidade de carga,

das reações de cada eixo informadas anteriormente, são obtidas novas reações dadas por: $R_a = 938,90 \text{ kg}$ e $R_b = 923,10 \text{ kg}$.

Para o cálculo foi feito um somatório de momentos em relação ao centro de massa.

$$\begin{aligned} \sum M_c &= 0 \quad \cup + \\ R_b \cdot b &= R_a \cdot a \\ b &= 2,4 - a \end{aligned} \quad (4.6)$$

$$R_a \cdot a = R_b(2,4 - a)$$

$$R_a \cdot a + R_b \cdot a = 2,4R_b$$

$$a = \frac{2,4R_b}{(R_a + R_b)} \quad (4.7)$$

$$\begin{cases} a = \frac{2,4R_b}{(R_a + R_b)} \\ b = 2,4 - a \end{cases}$$

Logo, $a = 0,5 \text{ m}$ e $b = 1,9 \text{ m}$.

A fim de chegar nos equacionamentos finais e, posteriormente, realizar a implementação computacional, foi realizada a soma das forças e momentos atuantes nas rodas e no chassi do caminhão em relação ao seu centro de gravidade. As forças F_1 e F_2 representam os pontos de apoio da moto no caminhão a serem usadas posteriormente no modelo acoplado. Momentaneamente elas serão nulas para o modelo independente. Tais forças variam conforme deslocamento e dinâmica entre os veículos.

Na Figura 18 é possível visualizar as forças atuantes em cada componente, de maneira separada, através de seus diagramas de corpos livres.

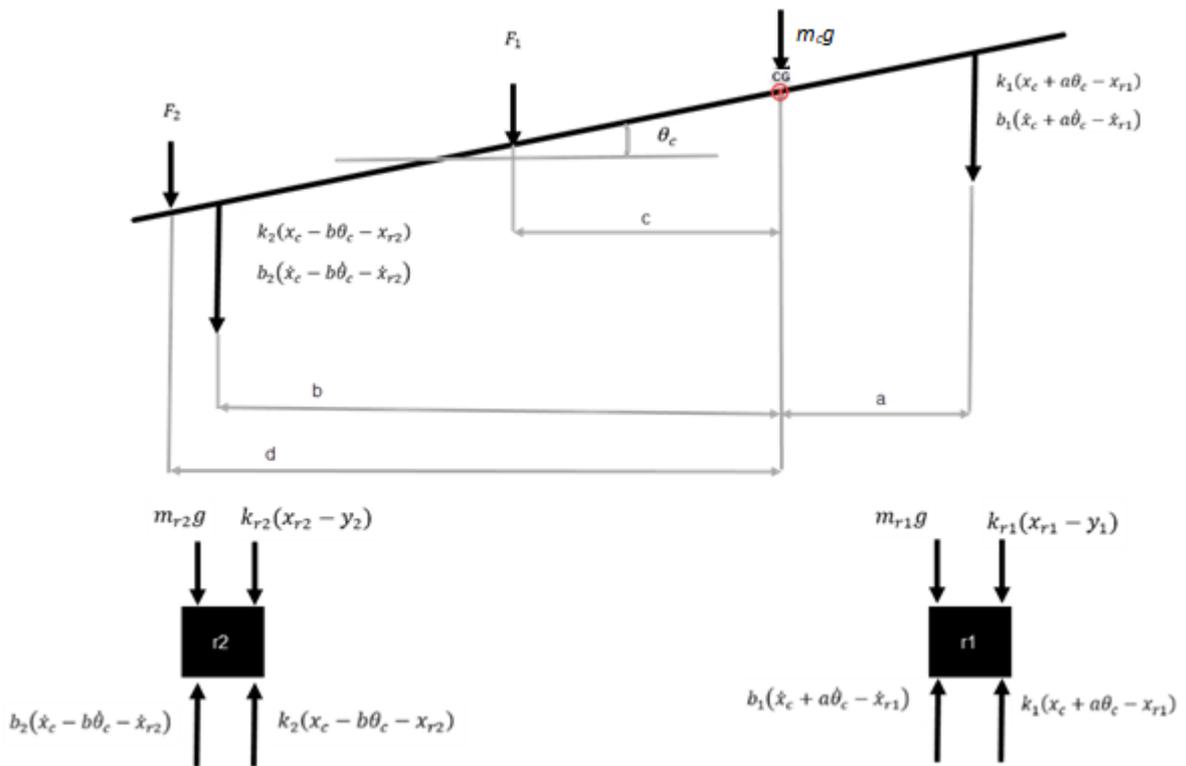


Figura 18: DCL do caminhão e de suas rodas

$$\begin{aligned} \sum F_c &= m_c \ddot{x}_c \uparrow + \\ -m_c g - k_2(x_c - b\theta_c - x_{r2}) - b_2(\dot{x}_c - b\dot{\theta}_c - \dot{x}_{r2}) - k_1(x_c + a\theta_c - x_{r1}) - b_1(\dot{x}_c + a\dot{\theta}_c - \dot{x}_{r1}) - F_1 - F_2 \\ &= m_c \ddot{x}_c \\ m_c \ddot{x}_c + (b_1 + b_2)\dot{x}_c + (b_1 a - b_2 b)\dot{\theta}_c + (k_1 + k_2)x_c + (k_1 a - k_2 b)\theta_c - b_1 \dot{x}_{r1} - b_2 \dot{x}_{r2} \\ &\quad - k_1 x_{r1} - k_2 x_{r2} = -m_c g - F_1 - F_2 \end{aligned} \quad (4.8)$$

$$\begin{aligned} \sum M_c &= I_c \ddot{\theta}_c \curvearrowright + \\ [b_2(\dot{x}_c - b\dot{\theta}_c - \dot{x}_{r2}) + k_2(x_c - b\theta_c - x_{r2})]b + [-k_1(x_c + a\theta_c - x_{r1}) - b_1(\dot{x}_c + a\dot{\theta}_c - \dot{x}_{r1})]a + F_2 d - F_1 c \\ &= I_c \ddot{\theta}_c \\ I_c \ddot{\theta}_c + (b_1 a - b_2 b)\dot{x}_c + (b_1 a^2 + b_2 b^2)\dot{\theta}_c + (k_1 a - k_2 b)x_c + (k_1 a^2 + k_2 b^2)\theta_c - b_1 a \dot{x}_{r1} \\ &\quad + b_2 b \dot{x}_{r2} - k_1 a x_{r1} + k_2 b x_{r2} = F_2 d + F_1 c \end{aligned} \quad (4.9)$$

$$\begin{aligned} \sum F_{r1} &= m_{r1} \ddot{x}_{r1} \uparrow + \\ -m_{r1} g - k_{r1}(x_{r1} - y_1) + k_1(x_c + a\theta_c - x_{r1}) + b_1(\dot{x}_c + a\dot{\theta}_c - \dot{x}_{r1}) &= m_{r1} \ddot{x}_{r1} \\ m_{r1} \ddot{x}_{r1} + (k_1 + k_{r1})x_{r1} - b_1 \dot{x}_c - b_1 a \dot{\theta}_c + b_1 \dot{x}_{r1} - k_1 x_c - k_1 a \theta_c &= -m_{r1} g + k_{r1} y_1 \end{aligned} \quad (4.10)$$

$$\begin{aligned} \sum F_{r2} &= m_{r2} \ddot{x}_{r2} \uparrow + \\ -m_{r2} g - k_{r2}(x_{r2} - y_2) + k_2(x_c - b\theta_c - x_{r2}) + b_2(\dot{x}_c - b\dot{\theta}_c - \dot{x}_{r2}) &= m_{r2} \ddot{x}_{r2} \\ m_{r2} \ddot{x}_{r2} + (k_2 + k_{r2})x_{r2} - b_2 \dot{x}_c + b_2 b \dot{\theta}_c + b_2 \dot{x}_{r2} - k_2 x_c + k_2 b \theta_c &= -m_{r2} g + k_{r2} y_2 \end{aligned} \quad (4.11)$$

$$\begin{cases} m_c \ddot{x}_c + (b_1 + b_2) \dot{x}_c + (b_1 a - b_2 b) \dot{\theta}_c + (k_1 + k_2) x_c + (k_1 a - k_2 b) \theta_c - b_1 \dot{x}_{r1} - b_2 \dot{x}_{r2} - k_1 x_{r1} - k_2 x_{r2} = -m_c g - F_1 - F_2 \\ I_c \ddot{\theta}_c + (b_1 a - b_2 b) \dot{x}_c + (b_1 a^2 + b_2 b^2) \dot{\theta}_c + (k_1 a - k_2 b) x_c + (k_1 a^2 + k_2 b^2) \theta_c - b_1 a \dot{x}_{r1} + b_2 b \dot{x}_{r2} - k_1 a x_{r1} + k_2 b x_{r2} = F_2 d + F_1 c \\ m_{r1} \ddot{x}_{r1} + (k_1 + k_{r1}) x_{r1} - b_1 \dot{x}_c - b_1 a \dot{\theta}_c + b_1 \dot{x}_{r1} - k_1 x_c - k_1 a \theta_c = -m_{r1} g + k_{r1} y_1 \\ m_{r2} \ddot{x}_{r2} + (k_2 + k_{r2}) x_{r2} - b_2 \dot{x}_c + b_2 b \dot{\theta}_c + b_2 \dot{x}_{r2} - k_2 x_c + k_2 b \theta_c = -m_{r2} g + k_{r2} y_2 \end{cases}$$

Em que I_c é o momento de inércia do caminhão, m_c é a massa do caminhão, m_{r1} e m_{r2} são as massas das rodas e g é a aceleração da gravidade.

Matricialmente, tem-se:

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} m_c & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{r1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{r2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_c \\ \ddot{\theta}_c \\ \ddot{x}_{r1} \\ \ddot{x}_{r2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1 + b_2 & b_1 a - b_2 b & -b_1 & -b_2 \\ b_1 a - b_2 b & b_1 a^2 + b_2 b^2 & -b_1 a & b_2 b \\ -b_1 & -b_1 a & b_1 & 0 \\ -b_2 & b_2 b & 0 & b_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_c \\ \dot{\theta}_c \\ \dot{x}_{r1} \\ \dot{x}_{r2} \end{bmatrix} \\ & + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & k_1 a - k_2 b & -k_1 & -k_2 \\ k_1 a - k_2 b & k_1 a^2 + k_2 b^2 & -k_1 a & k_2 b \\ -k_1 & -k_1 a & k_1 + k_{r1} & 0 \\ -k_2 & k_2 b & 0 & k_2 + k_{r2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_c \\ \theta_c \\ x_{r1} \\ x_{r2} \end{bmatrix} \\ & = \begin{bmatrix} -m_c g - F_1 - F_2 \\ F_2 d + F_1 c \\ -m_{r1} g \\ -m_{r2} g \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ k_{r1} & 0 \\ 0 & k_{r2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

Com estas equações, é possível montar um modelo matemático do tipo:

$$M_c \ddot{X}_c + B_c \dot{X}_c + K_c X_c = F_c(t) + \overline{K}_c Y_c \quad (4.12)$$

As matrizes de massa M_c , amortecimento B_c , rigidez K_c , e de excitação $F_c(t)$ e \overline{K}_c , bem como os vetores de aceleração \ddot{X}_c , amortecimento \dot{X}_c , deslocamento X_c , e de excitação Y_c , são expressos por:

$$M_c = \begin{bmatrix} m_c & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{r1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{r2} \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

$$\ddot{X}_c = \begin{bmatrix} \ddot{x}_c \\ \ddot{\theta}_c \\ \ddot{x}_{r1} \\ \ddot{x}_{r2} \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

$$B_c = \begin{bmatrix} b_1 + b_2 & b_1 a - b_2 b & -b_1 & -b_2 \\ b_1 a - b_2 b & b_1 a^2 + b_2 b^2 & -b_1 a & b_2 b \\ -b_1 & -b_1 a & b_1 & 0 \\ -b_2 & b_2 b & 0 & b_2 \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

$$\dot{X}_c = \begin{bmatrix} \dot{x}_c \\ \dot{\theta}_c \\ \dot{x}_{r1} \\ \dot{x}_{r2} \end{bmatrix} \quad (4.16)$$

$$K_c = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & k_1 a - k_2 b & -k_1 & -k_2 \\ k_1 a - k_2 b & k_1 a^2 + k_2 b^2 & -k_1 a & k_2 b \\ -k_1 & -k_1 a & k_1 + k_{r1} & 0 \\ -k_2 & k_2 b & 0 & k_2 + k_{r2} \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

$$X_c = \begin{bmatrix} x_c \\ \theta_c \\ x_{r1} \\ x_{r2} \end{bmatrix} \quad (4.18)$$

$$F_c(t) = \begin{bmatrix} -m_c g - F_1 - F_2 \\ F_2 d + F_1 c \\ -m_{r1} g \\ -m_{r2} g \end{bmatrix} \quad (4.19)$$

$$\overline{K}_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ k_{r1} & 0 \\ 0 & k_{r2} \end{bmatrix} \quad (4.20)$$

$$Y_c = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{bmatrix} \quad (4.21)$$

4.2 Análise dinâmica da moto

De maneira similar ao caminhão, a moto também é considerada como um corpo rígido. Portanto, não serão considerados efeitos de deformações na estrutura dela, não interferindo na sua dinâmica. É adotado um modelo de dois graus de liberdade, conforme descrito a seguir e na Figura 19:

x_m – Deslocamento vertical do centro de massa da moto

θ_m – Ângulo de arfagem da moto



Figura 19: Representação dinâmica da moto (Adaptado de HONDA, 2020)

Em que:

- e – Distância da roda dianteira ao centro de gravidade da moto
- f – Distância da roda traseira ao centro de gravidade da moto
- k_3 – Rigidez da suspensão dianteira
- k_4 – Rigidez da suspensão traseira
- b_3 – Constante de amortecimento da suspensão dianteira
- b_4 – Constante de amortecimento da suspensão traseira
- y_3 – Excitação de base na roda dianteira
- y_4 – Excitação de base na roda traseira

Analogamente ao caminhão, o centro de massa da moto foi calculado levando em consideração a reação do solo com os eixos dianteiro e traseiro, conforme apresentado na Figura 20:

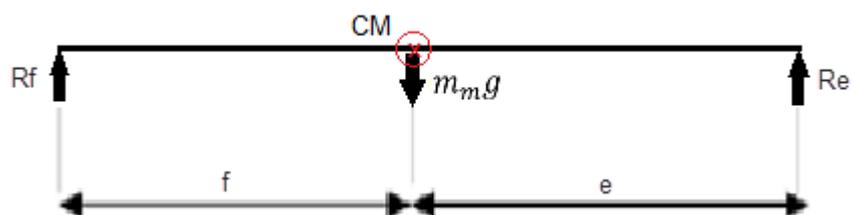


Figura 20: Representação do centro de massa da moto e suas reações no solo

Pela ficha técnica, é informado que $Re = 54 \text{ kg}$, $Rf = 73 \text{ kg}$ e $(e + f) = 1,4 \text{ m}$.

Para o cálculo foi feito um somatório de momentos em relação ao centro de massa.

$$\begin{aligned} \sum Mm &= 0 \quad \cup + \\ Rf \cdot f &= Re \cdot e \\ e &= 1,4 - f \end{aligned} \quad (4.22)$$

$$Rf \cdot f = Re(1,4 - f)$$

$$Rf \cdot f + Re \cdot f = 1,4Re$$

$$f = \frac{1,4Re}{(Re + Rf)} \quad (4.23)$$

$$\begin{cases} f = \frac{1,4Re}{(Re + Rf)} \\ e = 1,4 - f \end{cases}$$

Logo, $e = 0,8 \text{ m}$ e $f = 0,6 \text{ m}$.

A fim de chegar nos equacionamentos finais e, posteriormente, realizar a implementação computacional, foi realizada a soma das forças e momentos atuantes no chassi da moto em relação ao seu centro de gravidade.

Na Figura 21 é possível visualizar as forças atuantes no veículo de seu DCL.

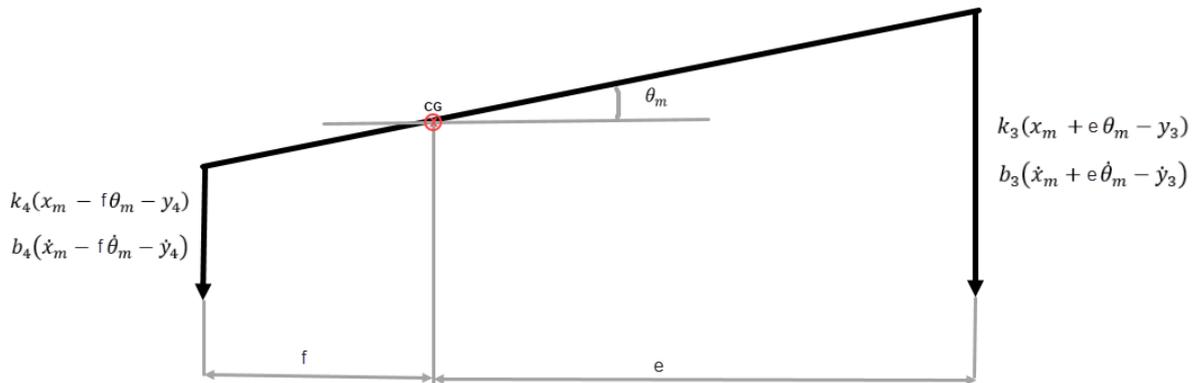


Figura 21: DCL da moto

$$\begin{aligned} \sum F_m &= m_m \ddot{x}_m \\ -m_m g - k_4(x_m - f\theta_m - y_4) - b_4(\dot{x}_m - f\dot{\theta}_m - \dot{y}_4) - k_3(x_m + e\theta_m - y_3) - b_3(\dot{x}_m + e\dot{\theta}_m - \dot{y}_3) &= m_m \ddot{x}_m \\ m_m \ddot{x}_m + (b_3 + b_4)\dot{x}_m + (b_3 e - b_4 f)\dot{\theta}_m + (k_3 + k_4)x_m + (k_3 e - k_4 f)\theta_m & \\ &= -m_m g + b_3 \dot{y}_3 + b_4 \dot{y}_4 + k_3 y_3 + k_4 y_4 \end{aligned} \quad (4.24)$$

$$\begin{aligned}
\sum T_m &= I_m \ddot{\theta}_m \\
[b_4(\dot{x}_m - f\dot{\theta}_m - \dot{y}_4) + k_4(x_m - f\theta_m - y_4)]f + [-k_3(x_m + e\theta_m - y_3) - b_3(\dot{x}_m + e\dot{\theta}_m - \dot{y}_3)]e &= I_m \ddot{\theta}_m \\
I_m \ddot{\theta}_m + (b_3e - b_4f)\dot{x}_m + (b_3e^2 + b_4f^2)\dot{\theta}_m + (k_3e - k_4f)x_m + (k_3e^2 + k_4f^2)\theta_m &= b_3e\dot{y}_3 - b_4f\dot{y}_4 + k_3ey_3 - k_4fy_4 \quad (4.25)
\end{aligned}$$

$$\begin{cases} m_m \ddot{x}_m + (b_3 + b_4)\dot{x}_m + (b_3e - b_4f)\dot{\theta}_m + (k_3 + k_4)x_m + (k_3e - k_4f)\theta_m = -m_m g + b_3\dot{y}_3 + b_4\dot{y}_4 + k_3y_3 + k_4y_4 \\ I_m \ddot{\theta}_m + (b_3e - b_4f)\dot{x}_m + (b_3e^2 + b_4f^2)\dot{\theta}_m + (k_3e - k_4f)x_m + (k_3e^2 + k_4f^2)\theta_m = b_3e\dot{y}_3 - b_4f\dot{y}_4 + k_3ey_3 - k_4fy_4 \end{cases}$$

Em que I_m é o momento de inércia da moto e m_m é a massa da moto.

Matricialmente, o equacionamento se comporta da seguinte forma:

$$\begin{aligned}
\begin{bmatrix} m_m & 0 \\ 0 & I_m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_m \\ \ddot{\theta}_m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_3 + b_4 & b_3e - b_4f \\ b_3e - b_4f & b_3e^2 + b_4f^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_m \\ \dot{\theta}_m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_3 + k_4 & k_3e - k_4f \\ k_3e - k_4f & k_3e^2 + k_4f^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_m \\ \theta_m \end{bmatrix} \\
= \begin{bmatrix} -m_m g \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_3 & b_4 \\ b_3e & -b_4f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{y}_3 \\ \dot{y}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_3 & k_4 \\ k_3e & -k_4f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_3 \\ y_4 \end{bmatrix}
\end{aligned}$$

Com estas equações, é possível montar um modelo matemático do tipo:

$$M_m \ddot{X}_m + B_m \dot{X}_m + K_m X_m = F_m(t) + \overline{B}_m \dot{Y}_m + \overline{K}_m Y_m \quad (4.26)$$

As matrizes de massa M_m , amortecimento B_m e \overline{B}_m , rigidez K_m , excitação \overline{K}_m , e de deslocamento X_m , bem como os vetores de aceleração \ddot{X}_m , velocidade \dot{X}_m e \dot{Y}_m , e de excitação $F_m(t)$ e Y_m , são expressos por:

$$M_m = \begin{bmatrix} m_m & 0 \\ 0 & I_m \end{bmatrix} \quad (4.27)$$

$$\dot{X}_m = \begin{bmatrix} \dot{x}_m \\ \dot{\theta}_m \end{bmatrix} \quad (4.28)$$

$$B_m = \begin{bmatrix} b_3 + b_4 & b_3e - b_4f \\ b_3e - b_4f & b_3e^2 + b_4f^2 \end{bmatrix} \quad (4.29)$$

$$\dot{X}_m = \begin{bmatrix} \dot{x}_m \\ \dot{\theta}_m \end{bmatrix} \quad (4.30)$$

$$K_m = \begin{bmatrix} k_3 + k_4 & k_3e - k_4f \\ k_3e - k_4f & k_3e^2 + k_4f^2 \end{bmatrix} \quad (4.31)$$

$$X_m = \begin{bmatrix} x_m \\ \theta_m \end{bmatrix} \quad (4.32)$$

$$F_m(t) = \begin{bmatrix} -m_m g \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.33)$$

$$\overline{B}_m = \begin{bmatrix} b_3 & b_4 \\ b_3e & -b_4f \end{bmatrix} \quad (4.34)$$

$$\dot{Y}_m = \begin{bmatrix} \dot{y}_3 \\ \dot{y}_4 \end{bmatrix} \quad (4.35)$$

$$\overline{K}_m = \begin{bmatrix} k_3 & k_4 \\ k_3 e & -k_4 f \end{bmatrix} \quad (4.36)$$

$$Y_m = \begin{bmatrix} y_3 \\ y_4 \end{bmatrix} \quad (4.37)$$

4.3 Análise dinâmica do acoplamento

O objetivo do acoplamento é compreender a influência que a dinâmica da moto causará no comportamento dinâmico do caminhão. Para isso, o acoplamento é considerado rígido, de maneira que os deslocamentos dos pneus da moto acompanhem os deslocamentos dos pontos de apoio na caçamba do caminhão. Tal influência se dará pelas forças F_1 e F_2 já demonstradas no modelo do caminhão.

Este estudo é similar ao estudo do caminhão independente. A diferença é que as forças terão valores definidos, conforme equações:

$$F_1 = k_3(x_m + e\theta_m - y_3) + b_3(\dot{x}_m + e\dot{\theta}_m - \dot{y}_3) \quad (4.38)$$

$$F_2 = k_4(x_m - f\theta_m - y_4) + b_4(\dot{x}_m - f\dot{\theta}_m - \dot{y}_4) \quad (4.39)$$

Os valores da excitação de base da moto (y_3 e y_4), porém, não serão em função da lombada, mas em função de seus pontos de apoio na caçamba do caminhão, conforme equações abaixo:

$$y_3 = x_c - c\theta_1 \quad (4.40)$$

$$\dot{y}_3 = \dot{x}_c - c\dot{\theta}_1 \quad (4.41)$$

$$y_4 = x_c - d\theta_1 \quad (4.42)$$

$$\dot{y}_4 = \dot{x}_c - d\dot{\theta}_1 \quad (4.43)$$

Capítulo 5

5. Simulação

Após estruturar todos os modelos estudados com seus devidos equacionamentos, é possível inseri-los no software Matlab para simulação e discussão de resultados.

5.1 Parâmetros de Simulação

Para realizar a simulação, torna-se necessária a definição dos parâmetros envolvidos nos modelos, relacionados aos veículos estudados e à pista. Com intuito de adquirir resultados mais próximos da realidade, são definidos parâmetros muito similares aos veículos selecionados.

O modelo de Junior (JUNIOR, 2006) é adotado como referência para obtenção da massa de meio carro referente ao modelo adotado para o caminhão, de modo que as constantes de suspensão possam ser usadas sem a necessidade do cálculo de equivalência para todo o eixo. Como a moto só possui um conjunto de suspensão por eixo, não se torna necessária a adequação da massa.

As fichas técnicas de cada veículo foram utilizadas para definir parâmetros relacionados às suas massas. Os modelos estudados são o Kia Bongo 2019 e Honda XRE 190 2019. A seguir são descritos todos os parâmetros:

$$m_c = 931 \text{ kg}$$

$$m_{r1} = 92,26 \text{ kg}$$

$$m_{r2} = 114 \text{ kg}$$

$$m_m = 127 \text{ kg}$$

$$I_c = 1142 \text{ kg.m}^2$$

$$I_m = 53,593 \text{ kg.m}^2$$

$$k_1 = 64000 \text{ N/m}$$

$$k_2 = 70449 \text{ N/m}$$

$$k_{r1} = 210000 \text{ N/m}$$

$$k_{r2} = 210000 \text{ N/m}$$

$$k_3 = 23510 \text{ N/m}$$

$$k_4 = 23510 \text{ N/m}$$

$$b_1 = 3256 \text{ N.s/m}$$

$$b_2 = 5322 \text{ N.s/m}$$

$$b_3 = 1350 \text{ N.s/m}$$

$$b_4 = 1350 \text{ N.s/m}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$vc = 10 \text{ km/h}$$

$$y_0 = 0,1 \text{ m}$$

$$q = 3,7 \text{ m}$$

$$dq_m = 5 \text{ m}$$

$$dq_c = 15 \text{ m}$$

$$dq_a = 20 \text{ m}$$

Alguns dados específicos como, constantes de rigidez e amortecimento das suspensões do caminhão e, momento de inércia foram obtidos nas tabelas de Koulocheris (KOULOCHERIS, 2017). As massas das rodas do caminhão e as constantes elásticas do pneu foram obtidas das tabelas de Leal, Da Rosa, Nicolazzi (LEAL; DA ROSA; NICOLAZZI, 2012). O momento de inércia da moto foi obtido das tabelas de Vallim (VALLIM, 2015). Já as constantes de rigidez e amortecimento das suspensões da moto foram obtidas das tabelas de Demboski (DEMBOSKI, 2014). Para os parâmetros da lombada, as informações foram obtidas na Resolução 39/98 do CONTRAN (1998).

5.2 Resultados da simulação

O modelo elaborado nos APÊNDICES I e II apresentam o *script* para o estudo do comportamento dinâmico do caminhão independente. Os APÊNDICES III e IV apresentam o *script* para o estudo do comportamento da moto independente. Já os APÊNDICES V e VI apresentam o *script* para o estudo do comportamento do modelo acoplado.

Algumas variações do modelo acoplado foram adotadas a fim de estudar seus comportamentos. Primeiramente, compara-se o modelo dinâmico com um modelo denominado estático por apresentar forças constantes similares aos apoios da moto no solo, no lugar das forças dinâmicas que a moto exerceria sobre o caminhão.

Posteriormente, compara-se o primeiro modelo dinâmico do acoplamento com a moto centralizada na caçamba do caminhão com outro modelo dinâmico descentralizado no qual a moto é deslocada 0,55 m para frente.

5.2.1 Simulação independente do caminhão

Ao executar a simulação, é possível observar os comportamentos de seus graus de liberdade.

A Figura 22 expõe o comportamento do deslocamento vertical do caminhão em função do tempo. Nota-se que o veículo leva 4 segundos para atingir o equilíbrio estático ao soltar a massa do caminhão sobre as suspensões. Ao terminar de passar pela lombada, porém, tal equilíbrio é atingido em menos de 1 segundo.

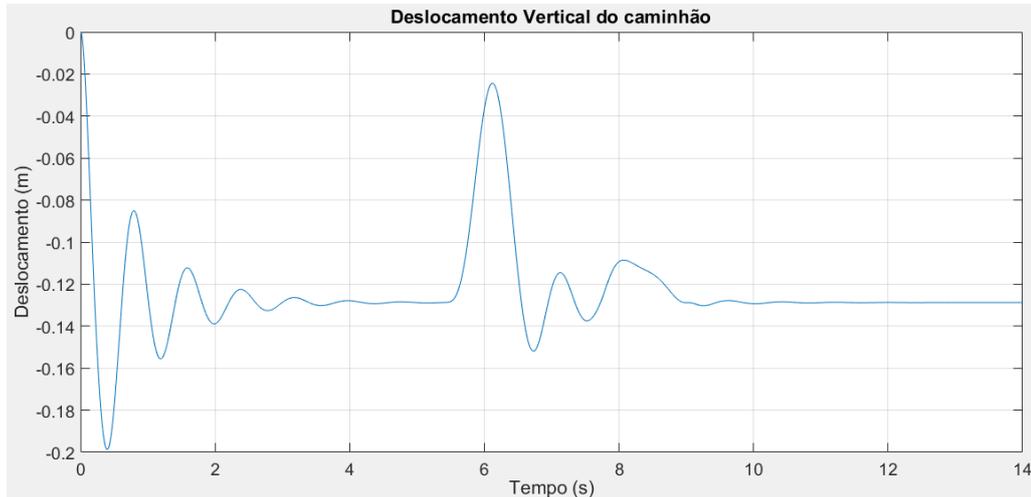


Figura 22: Deslocamento vertical do caminhão no modelo independente

A Figura 23 expõe o comportamento do deslocamento angular do caminhão em função do tempo. Nota-se que ao atingir o equilíbrio estático, sua estabilização apresenta um ângulo negativo (sentido horário), uma vez que a maior parte do seu peso está localizada na cabine do veículo enquanto descarregado.

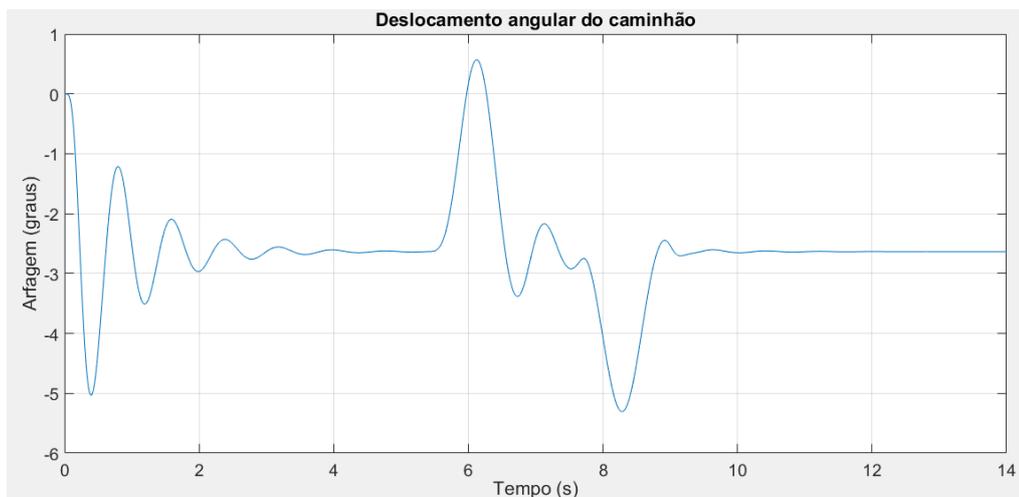


Figura 23: Deslocamento angular do caminhão no modelo independente

A Figura 24 expõe o comportamento do deslocamento vertical da roda dianteira do caminhão em função do tempo. É possível visualizar este deslocamento durante a lombada no maior pico do gráfico.

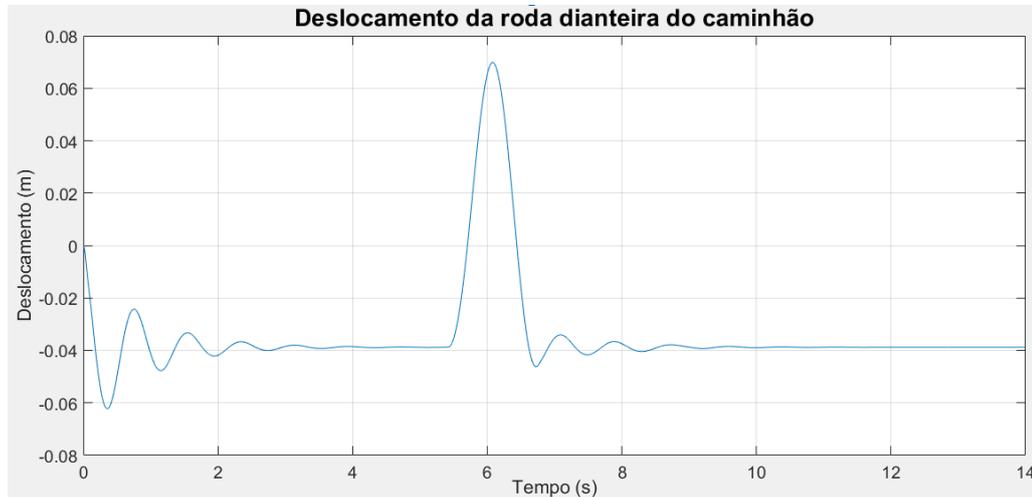


Figura 24: Deslocamento vertical da roda dianteira do caminhão no modelo independente

A Figura 25 expõe o comportamento do deslocamento vertical da roda traseira do caminhão em função do tempo. É possível visualizar este deslocamento durante a lombada no maior pico do gráfico.

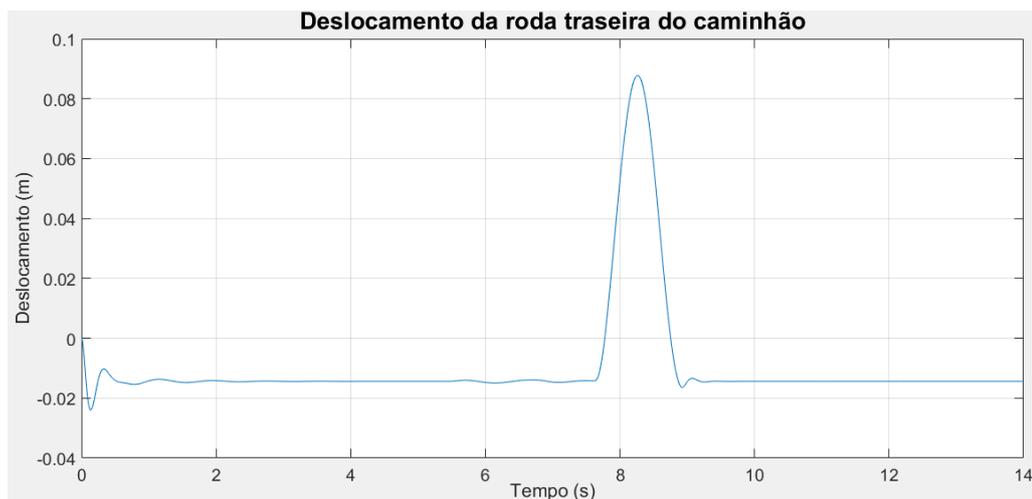


Figura 25: Deslocamento vertical da roda traseira do caminhão no modelo independente

Também é possível analisar os esforços nas suspensões do caminhão, que posteriormente serão comparadas no modelo acoplado.

A Figura 26 expõe o comportamento dos esforços nas molas dianteira (F_{k1}) e traseira (F_{k2}) do caminhão em função do tempo. Nota-se que a mola dianteira é mais exigida em função de sua menor distância em relação ao centro de massa do veículo.

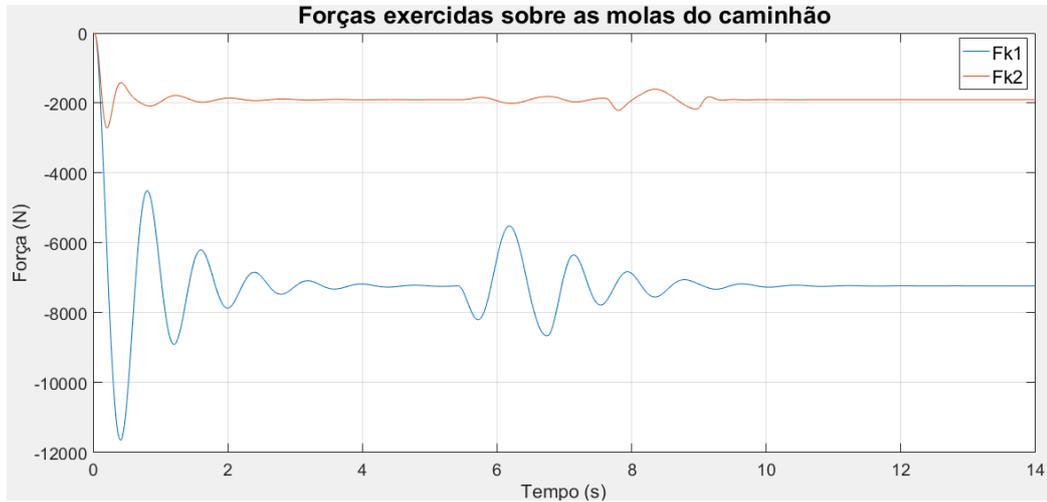


Figura 26: Forças exercidas sobre as molas do caminhão no modelo independente

A Figura 27 expõe o comportamento dos esforços nos amortecedores dianteiro (F_{b1}) e traseiro (F_{b2}) do caminhão em função do tempo. De maneira semelhante às molas, o amortecedor dianteiro também é mais exigido.

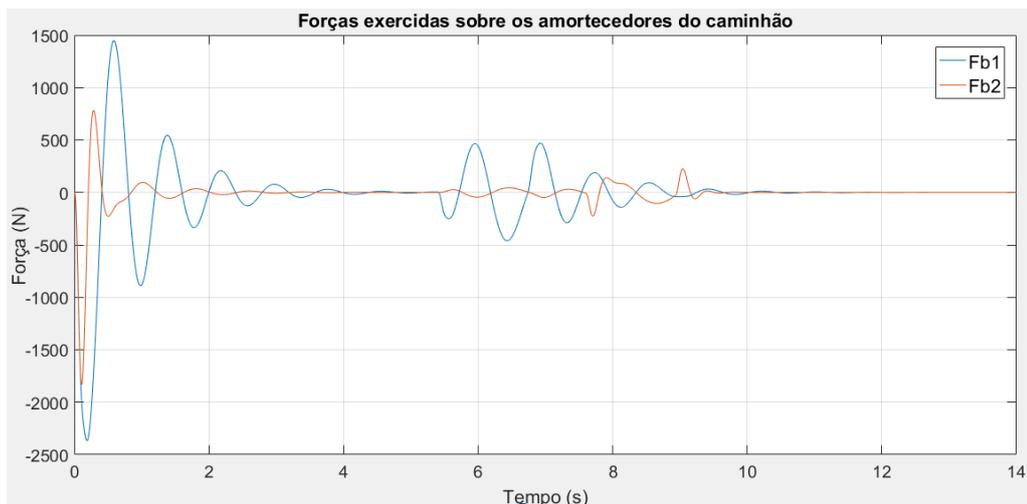


Figura 27: Forças exercidas sobre os amortecedores do caminhão no modelo independente

As informações expostas acima possibilitam a compreensão de um modelo dinâmico de caminhão. É possível observar que os graus de liberdade se comportam de maneira esperada para esta simulação.

5.2.2 Simulação independente da moto

Ao executar a simulação, é possível observar os comportamentos de seus graus de liberdade.

A Figura 28 expõe o comportamento do deslocamento vertical da moto em função do tempo. Nota-se que o veículo leva meio segundo para atingir o equilíbrio estático ao soltar a massa da moto sobre as suspensões. Ao terminar de passar pela lombada, porém, tal equilíbrio é atingido em um intervalo ainda menor.

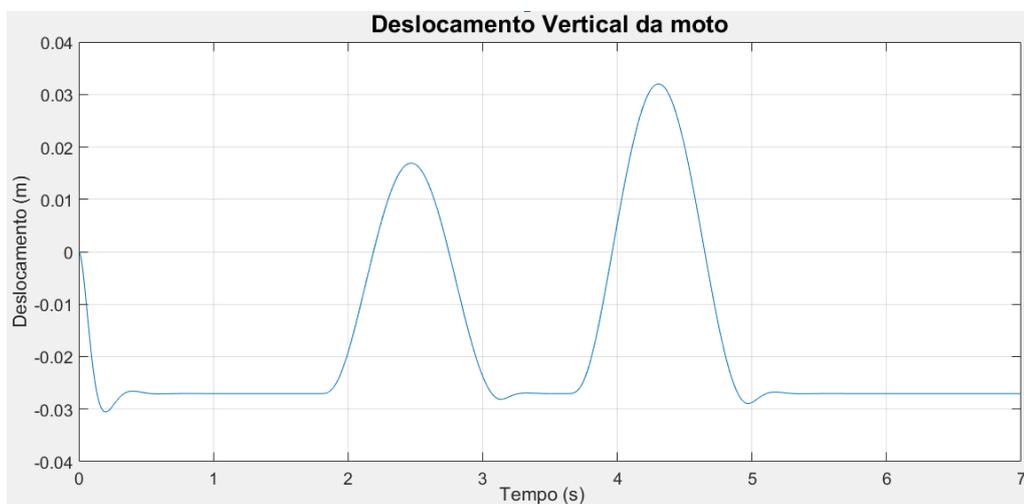


Figura 28: Deslocamento vertical da moto no modelo independente

A Figura 29 expõe o comportamento do deslocamento angular da moto em função do tempo. Nota-se que ao atingir o equilíbrio estático, sua estabilização apresenta um ângulo positivo (sentido anti-horário), uma vez que seu centro de massa está localizado mais próximo do eixo traseiro.

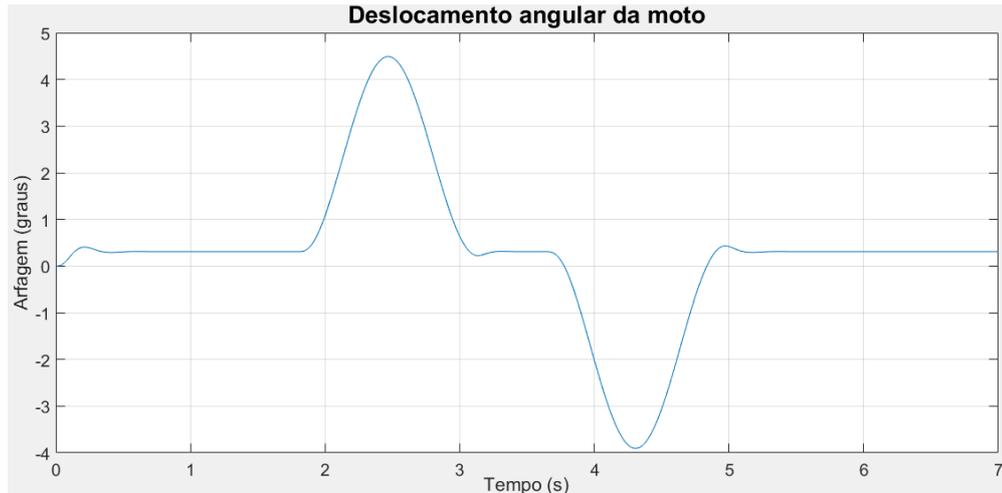


Figura 29: Deslocamento angular da moto no modelo independente

Também é possível analisar as forças que a moto exercerá sobre a pista, que posteriormente serão transferidas para o caminhão no modelo acoplado.

A Figura 30 expõe o comportamento das forças que as rodas dianteira (F_3) e traseira (F_4) da moto, bem como a soma das duas (F_m), exercem na pista em função do tempo. É necessário deixar claro que as forças positivas deste gráfico não indicam a realidade, uma vez que o *script* simples adotado não faz a interrupção da simulação quando a moto não exerceria força na pista, em função do modelo adotado. Sendo assim, as forças deveriam ser interrompidas ao atingir os intervalos positivos ilustrados.



Figura 30: Forças que as rodas da moto exercem sobre a pista

As informações expostas acima possibilitam a compreensão de um modelo dinâmico de moto. É possível observar que os graus de liberdade se comportam de maneira esperada para esta simulação.

5.2.3 Simulação do modelo acoplado dinâmico centralizado

Para uma primeira análise, foi adotado o modelo dinâmico centralizado do acoplamento, com o intuito de se comparar o comportamento do caminhão carregado com o modelo independente (descarregado) já exposto acima.

A Figura 31 expõe o comportamento do deslocamento vertical do caminhão em função do tempo. O veículo agora leva pouco mais de 4 segundos para atingir o equilíbrio estático ao soltar a massa do caminhão sobre as suspensões.

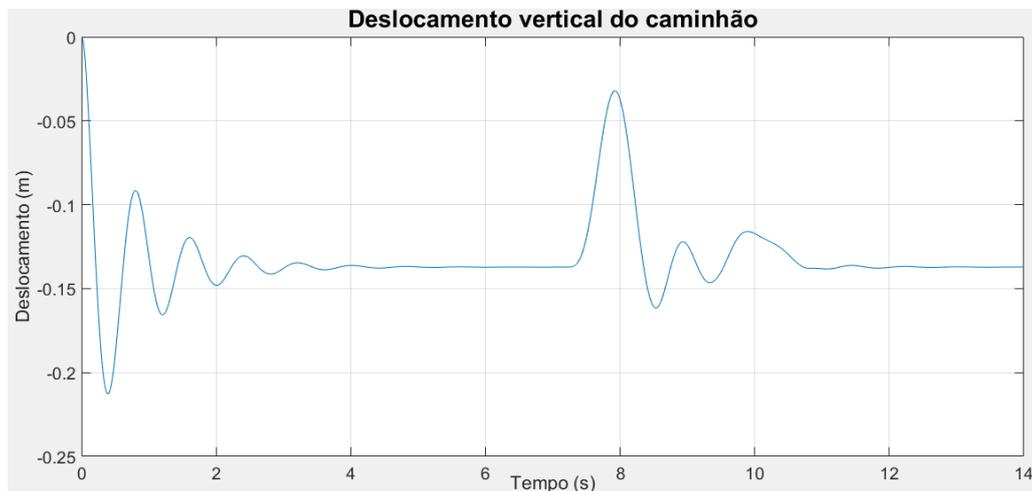


Figura 31: Deslocamento vertical do caminhão no modelo acoplado

A Figura 32 expõe o comportamento do deslocamento angular do caminhão em função do tempo. Nota-se que ao atingir o equilíbrio estático, sua estabilização continua apresentando um ângulo negativo (sentido horário), porém menor, já que há o peso da moto sobre a sua caçamba.



Figura 32: Deslocamento angular do caminhão no modelo acoplado

A Figura 33 expõe o comportamento das forças que as rodas dianteira (F_3) e traseira (F_4) da moto, bem como a soma das duas (F_m), exercem no caminhão em função do tempo:

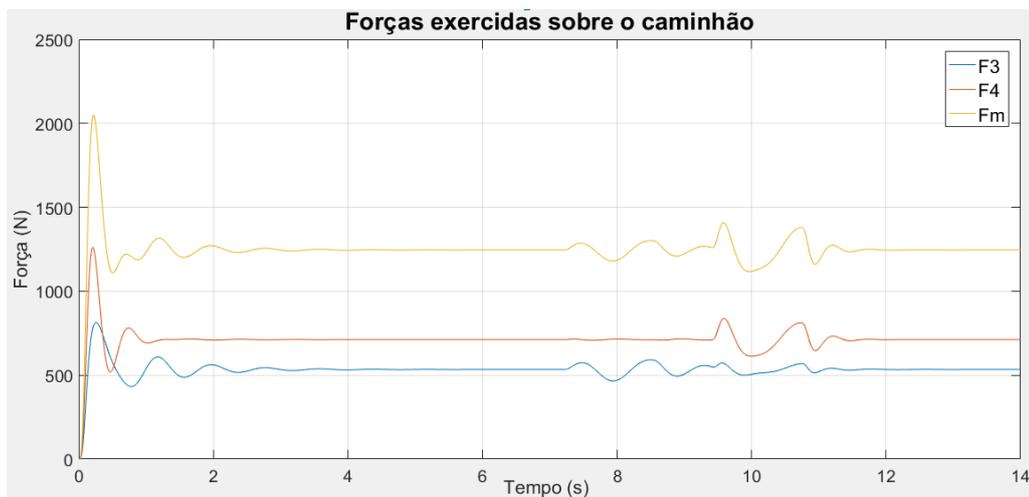


Figura 33: Forças que a moto exerce sobre o caminhão no modelo acoplado

A Figura 34 expõe o comportamento dos esforços nas molas dianteira (F_{k1}) e traseira (F_{k2}) do caminhão em função do tempo:

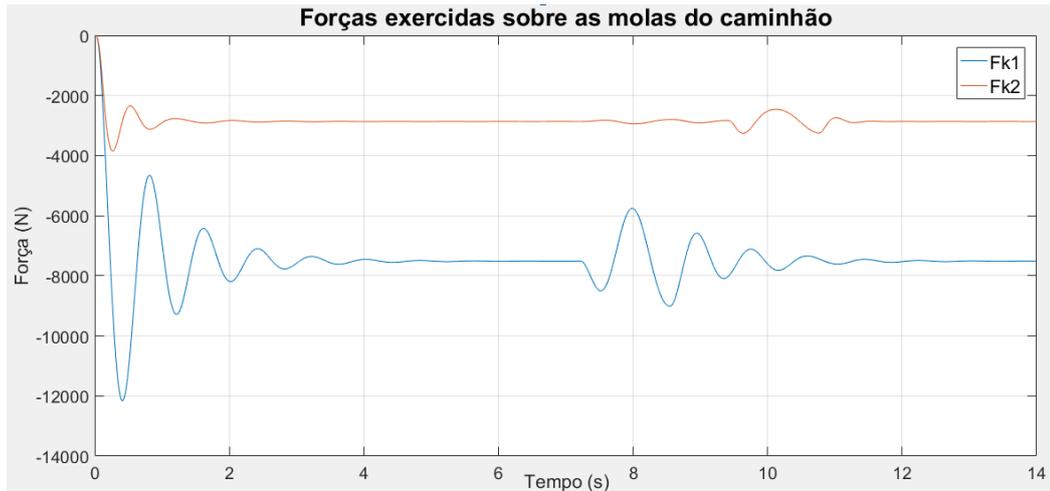


Figura 34: Forças exercidas sobre as molas do caminhão no modelo acoplado

A Figura 35 expõe o comportamento dos esforços nos amortecedores dianteiro (F_{b1}) e traseiro (F_{b2}) do caminhão em função do tempo:



Figura 35: Forças exercidas sobre os amortecedores do caminhão no modelo acoplado

5.2.4 Simulação do modelo acoplado estático centralizado

Partindo para uma análise “estática x dinâmica”, despreza-se a dinâmica da moto sobre o caminhão, utilizando-se de forças constantes nos mesmos pontos de apoio, correspondentes às reações da moto no solo. Esta análise tem o intuito de demonstrar a importância de uma análise dinâmica para o problema apresentado, comparando com o modelo dinâmico já exposto.

A Figura 36 expõe o comportamento do deslocamento vertical do caminhão em função do tempo:

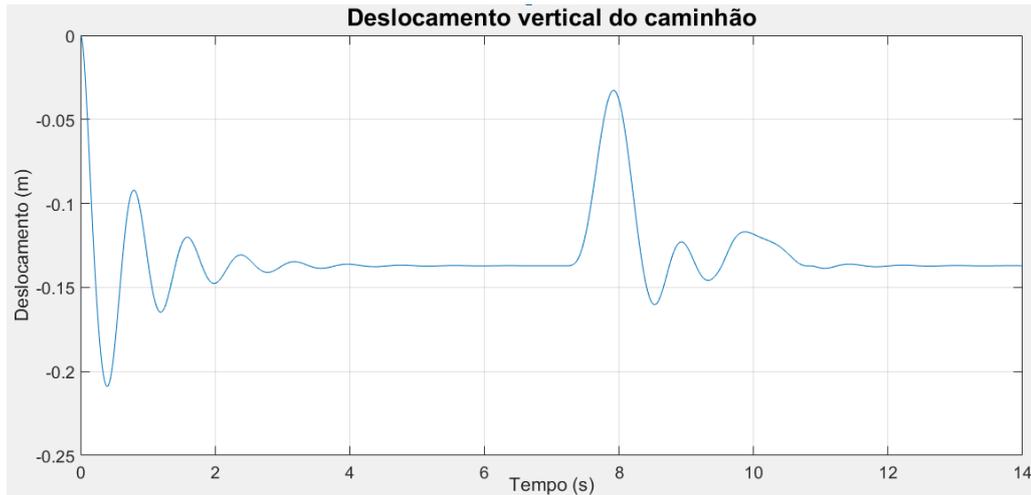


Figura 36: Deslocamento vertical do caminhão no modelo acoplado estático

A Figura 37 expõe o comportamento do deslocamento angular do caminhão em função do tempo:

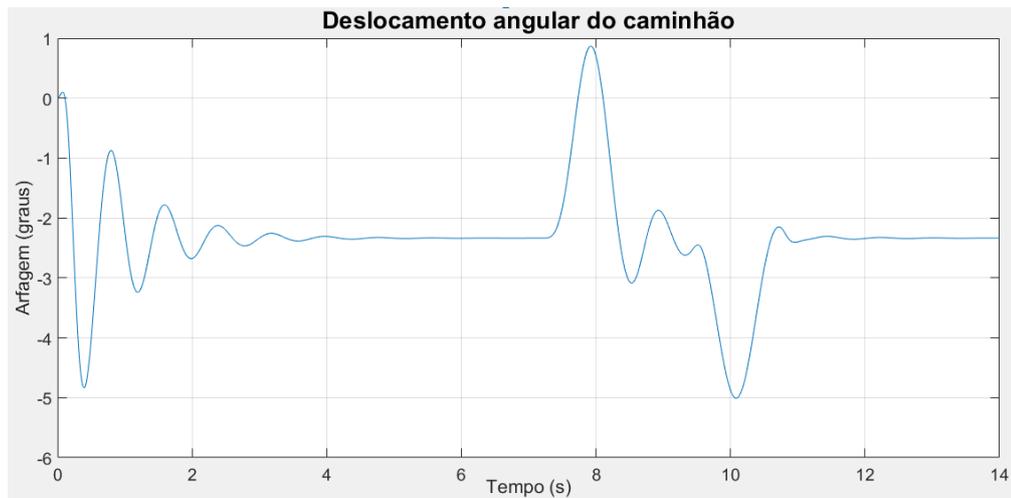


Figura 37: Deslocamento angular do caminhão no modelo acoplado estático

A Figura 38 expõe o comportamento dos esforços nas molas dianteira (F_{k1}) e traseira (F_{k2}) do caminhão em função do tempo:

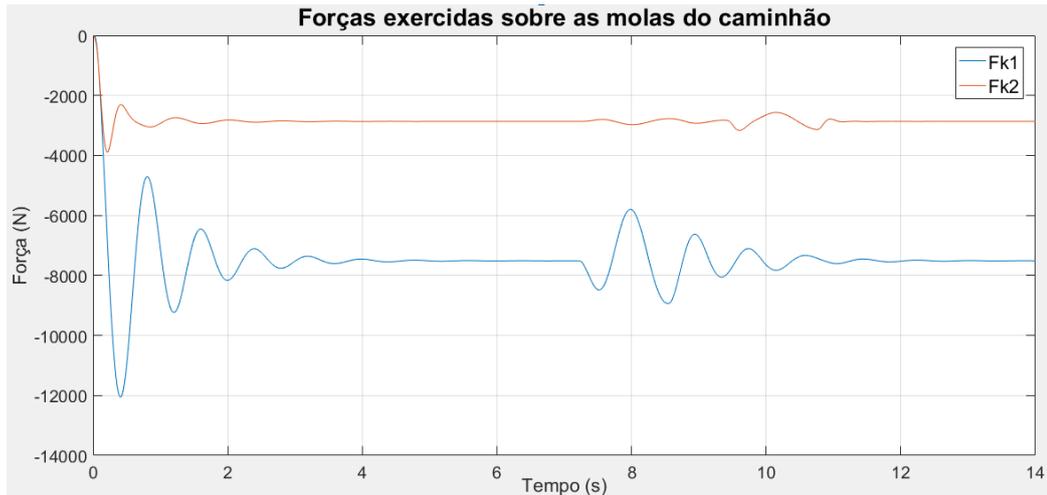


Figura 38: Forças exercidas sobre as molas do caminhão no modelo acoplado estático

A Figura 39 expõe o comportamento dos esforços nos amortecedores dianteiro (F_{b1}) e traseiro (F_{b2}) do caminhão em função do tempo:



Figura 39: Forças exercidas sobre os amortecedores do caminhão no modelo acoplado estático

5.2.5 Simulação do modelo acoplado dinâmico descentralizado

Por último, é realizada a análise de centralização da moto na caçamba do caminhão. Para uma nova análise descentralizada, desloca-se a moto 0,55 m a frente da posição centralizada. Com isso, é possível comparar os resultados obtidos com o primeiro modelo acoplado dinâmico e descentralizado exposto mais acima.

A Figura 40 expõe o comportamento do deslocamento vertical do caminhão em função do tempo:

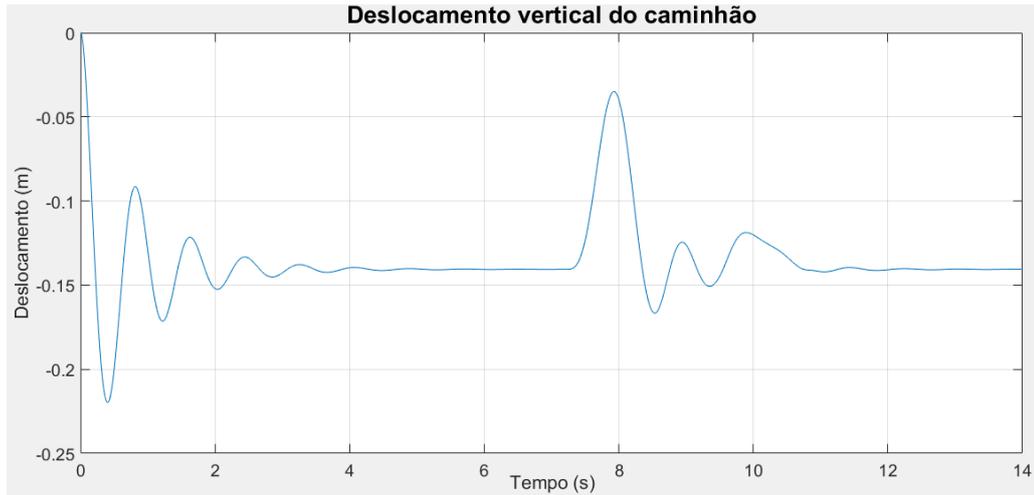


Figura 40: Deslocamento vertical do caminhão no modelo acoplado descentralizado

A Figura 41 expõe o comportamento do deslocamento angular do caminhão em função do tempo:

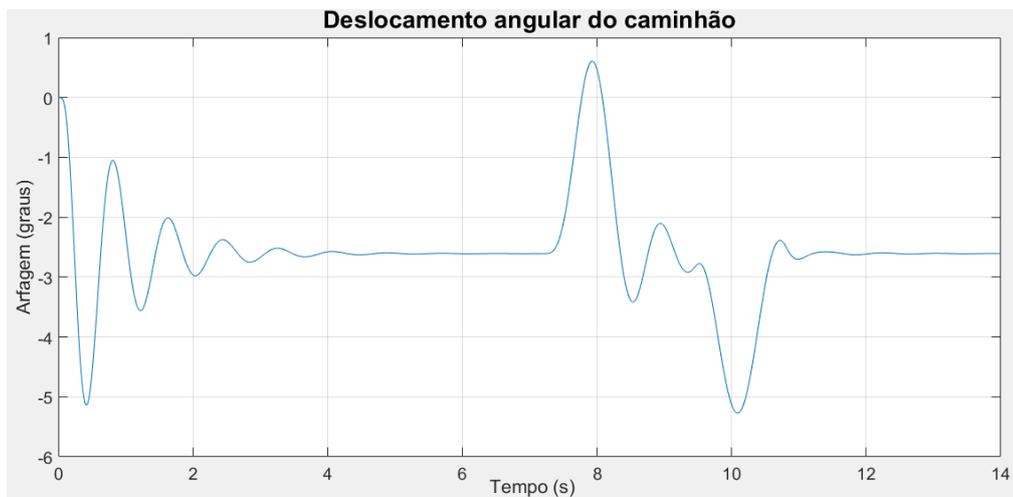


Figura 41: Deslocamento angular do caminhão no modelo acoplado descentralizado

A Figura 42 expõe o comportamento das forças que as rodas dianteira (F_3) e traseira (F_4) da moto, bem como a soma das duas (F_m), exercem no caminhão em função do tempo:

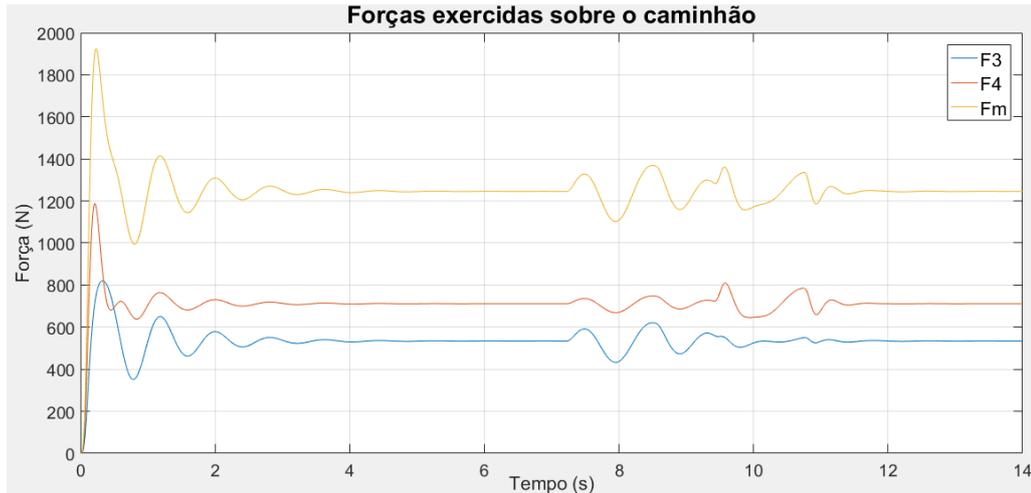


Figura 42: Forças que a moto exerce sobre o caminhão no modelo acoplado descentralizado

A Figura 43 expõe o comportamento dos esforços nas molas dianteira (F_{k1}) e traseira (F_{k2}) do caminhão em função do tempo:

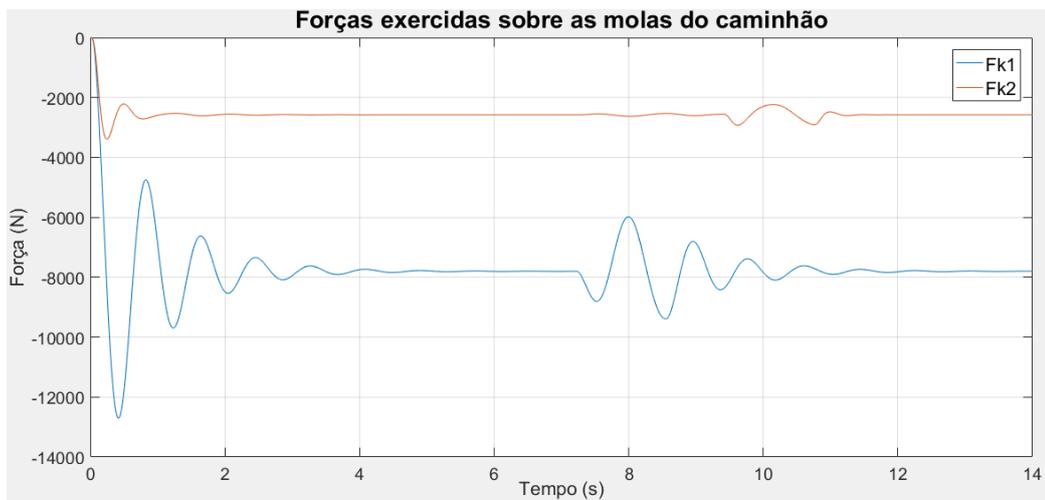


Figura 43: Forças exercidas sobre as molas do caminhão no modelo acoplado descentralizado

A Figura 44 expõe o comportamento dos esforços nos amortecedores dianteiro (F_{b1}) e traseiro (F_{b2}) do caminhão em função do tempo:



Figura 44: Forças exercidas sobre os amortecedores do caminhão no modelo acoplado descentralizado

As informações expostas acima possibilitam a compreensão de um modelo acoplado de uma moto a ser rebocada sobre uma caçamba de caminhão. É possível observar que os comportamentos do modelo se encontram dentro do esperado para estas simulações.

5.3 Análise dos resultados

Ao analisar os resultados, observam-se pequenos deslocamentos de estabilização, verticais e angulares, tanto para os modelos independentes de cada veículo, quanto para o modelo acoplado. Isto se dá pelas constantes de rigidez e amortecimento escolhidas para os modelos adotados.

Como mencionado, o estudo analisa o carregamento do caminhão, além das variações de acoplamento quanto ao estudo “estático x dinâmico” e ao posicionamento da moto sobre o caminhão.

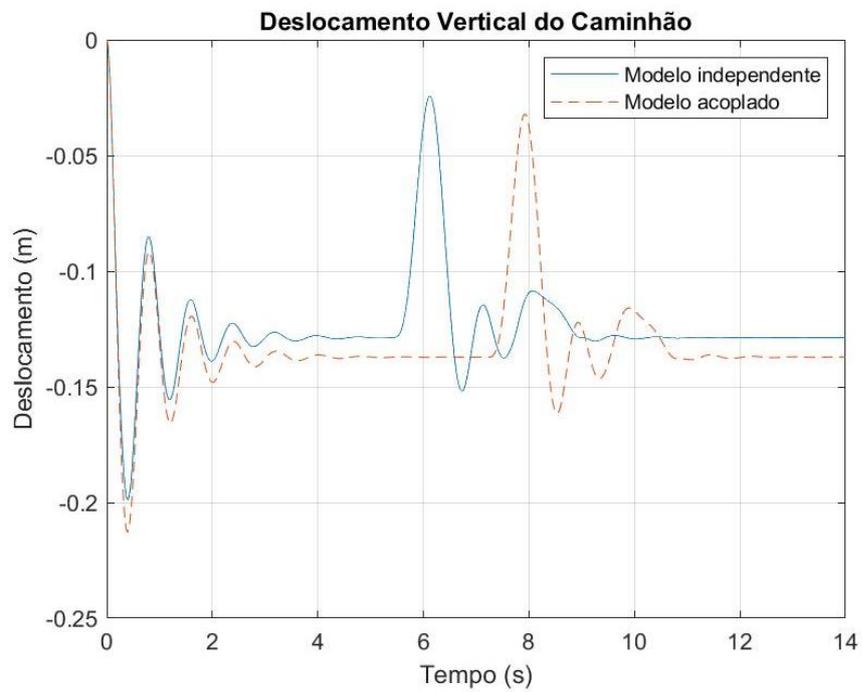
5.3.1 Carregamento do caminhão

É possível notar que ao carregar o caminhão com a moto, seu comportamento é afetado, apresentando maiores valores para deslocamentos e esforços. Os deslocamentos de estabilização do caminhão sofrem pequenas alterações, justificando que o caminhão suporta o carregamento de acordo com as constantes de rigidez e amortecimento adotadas para a suspensão. Quanto aos esforços nas molas do caminhão, a mola traseira é consideravelmente mais exigida (aproximadamente 58 %), enquanto a mola dianteira é suavemente mais exigida (aproximadamente 6 %). Isto se dá pelo fato da moto proporcionar uma maior carga sobre a suspensão traseira do caminhão. Os resultados estão expostos a seguir na Tabela 1:

Tabela 1: Resultados obtidos pela análise de carregamento do caminhão

| Parâmetros | Caminhão independente | Caminhão carregado |
|----------------|-----------------------|--------------------|
| x_c (m) | -0,13 | -0,14 |
| θ_c (°) | -2,6 | -2,2 |
| F_{k1} (N) | -7100 | -7500 |
| F_{k2} (N) | -1900 | -3000 |

As Figuras 45, 46 e 47 ilustram a análise em estudo.

**Figura 45:** Comparação dos deslocamentos verticais nos modelos independente e acoplado

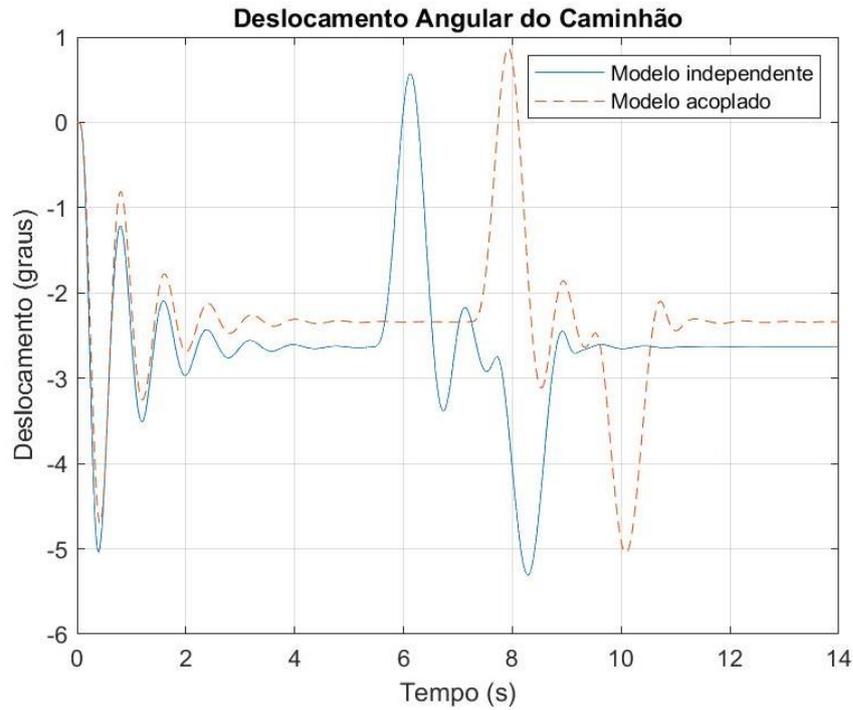


Figura 46: Comparação dos deslocamentos angulares nos modelos independente e acoplado

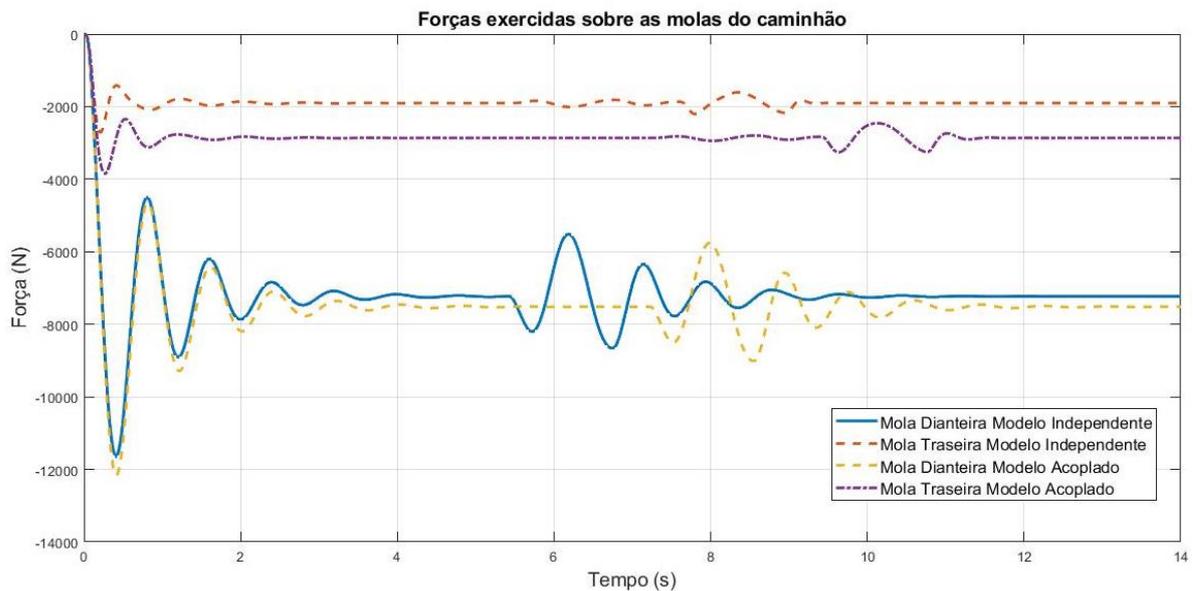


Figura 47: Comparação das forças nas molas do caminhão nos modelos independente e acoplado

5.3.2 Análise estática x dinâmica

Comparando a análise de forças dinâmicas da moto com uma análise chamada de estática, em que são aplicadas forças constantes sobre o caminhão (sem considerar a dinâmica da moto no acoplamento), a análise estática apresenta um menor deslocamento de estabilidade vertical para o caminhão, porém um maior deslocamento de estabilidade angular

(aproximadamente 9 %). Já o esforço na mola dianteira do caminhão passa a ser maior (aproximadamente 1 %). Por mais que as diferenças sejam pequenas, os parâmetros demonstram a importância de uma análise dinâmica para a visualização de comportamentos corretos e reais. Isto porque ao carregar o caminhão com mais motos e/ou motos mais pesadas, as diferenças serão maiores, uma vez que a análise estática não considera a presença da suspensão da moto, que contribui para o equilíbrio das forças aplicadas ao caminhão. Os valores dos parâmetros mencionados são expostos a seguir na Tabela 2:

Tabela 2: Resultados obtidos pela análise estática x dinâmica

| Parâmetros | Análise estática | Análise dinâmica |
|----------------|------------------|------------------|
| x_c (m) | -0,13 | -0,14 |
| θ_c (°) | -2,4 | -2,2 |
| F_{k1} (N) | -7600 | -7500 |
| F_{k2} (N) | -3000 | -3000 |

As Figuras 48, 49 e 50 ilustram a análise em estudo.

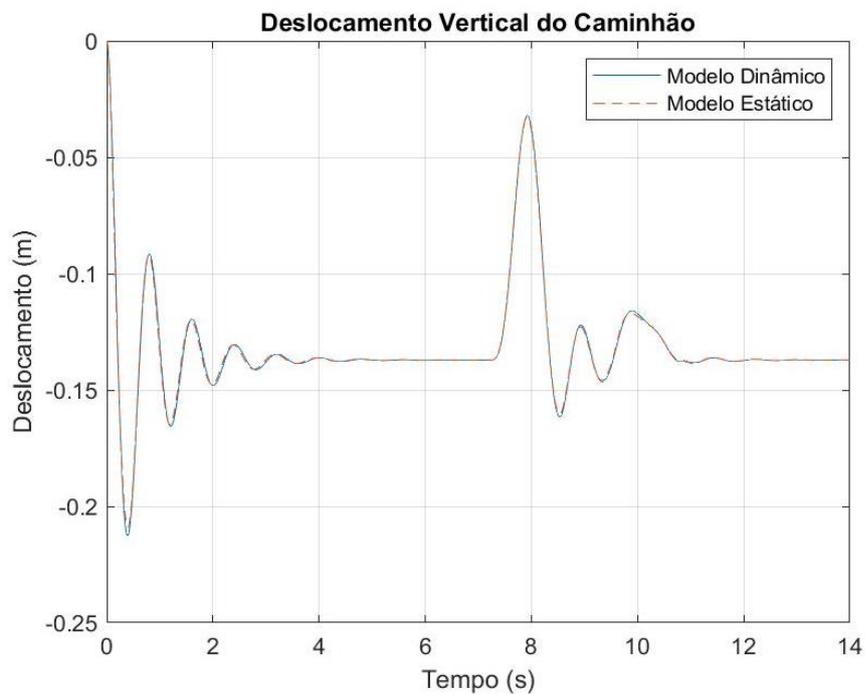


Figura 48: Comparação dos deslocamentos verticais nos modelos estático e dinâmico

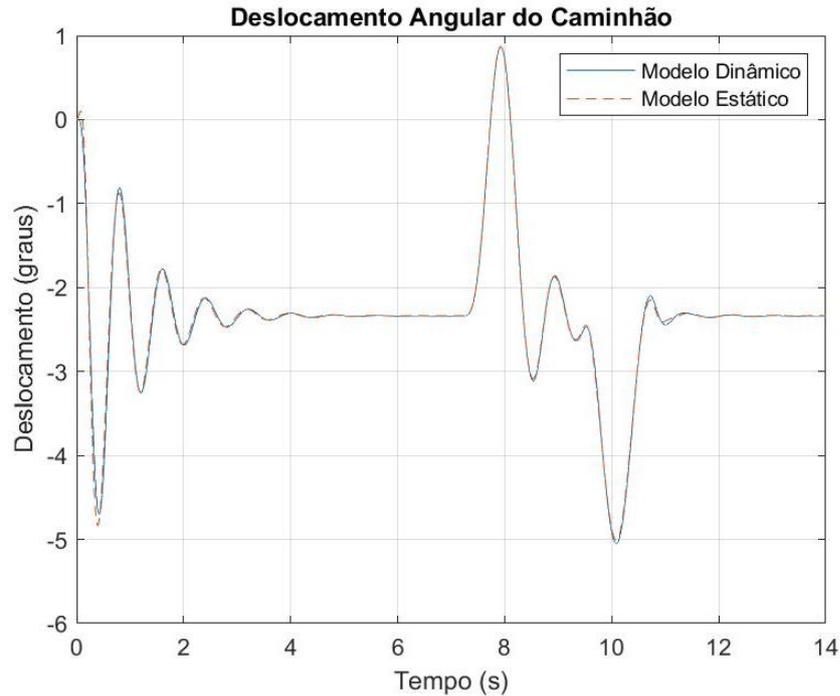


Figura 49: Comparação dos deslocamentos angulares nos modelos estático e dinâmico

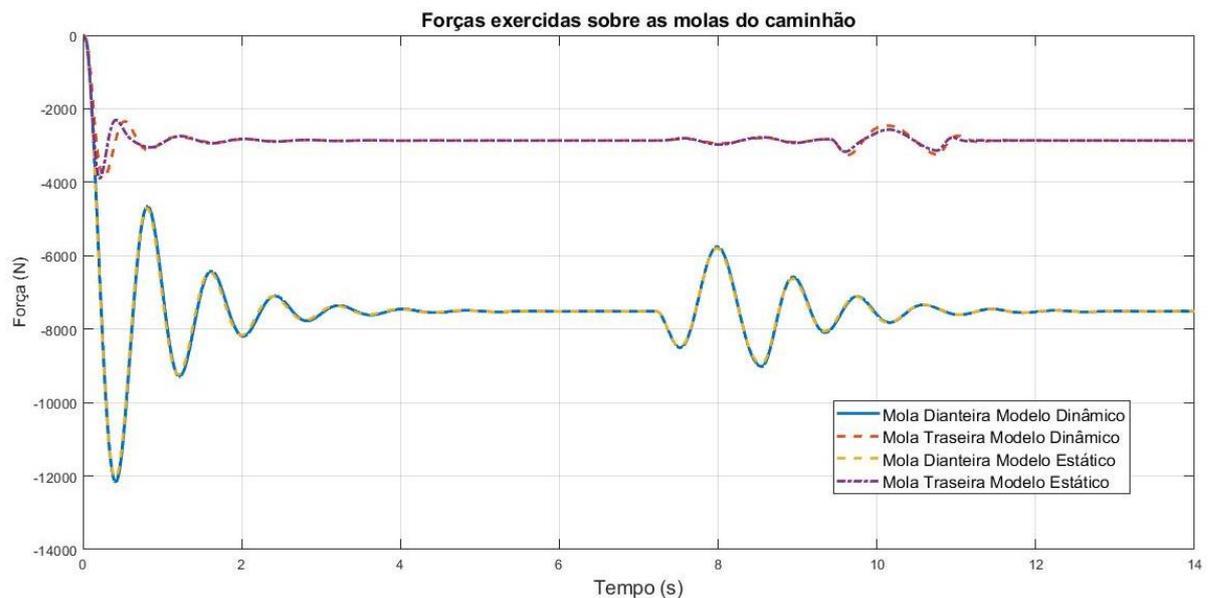


Figura 50: Comparação das forças nas molas do caminhão nos modelos estático e dinâmico

5.3.3 Posicionamento da moto sobre a caçamba do caminhão

Por último, na análise de centralização da moto na caçamba do caminhão, os deslocamentos verticais do caminhão não apresentam alterações significativas. Já o deslocamento angular passa a ser coerentemente maior na análise descentralizada (aproximadamente 18%), uma vez que a moto é deslocada para frente. Pelo mesmo motivo, os

esforços nas molas do caminhão passam a ter um maior impacto na dianteira do caminhão com a moto na posição descentralizada (aproximadamente 7 %). Nota-se que o posicionamento seria ainda mais crítico caso a moto fosse deslocada para trás, em que estaria ainda mais longe do centro de massa do caminhão. Estes resultados podem ser compreendidos a seguir na Tabela 3:

Tabela 3: Resultados obtidos pela análise de posicionamento da moto sobre a caçamba do caminhão

| Parâmetros | Moto centralizada | Moto descentralizada |
|----------------|-------------------|----------------------|
| x_c (m) | -0,14 | -0,14 |
| θ_c (°) | -2,2 | -2,6 |
| F_{k1} (N) | -7500 | -8000 |
| F_{k2} (N) | -3000 | -2500 |

As Figuras 51, 52 e 53 ilustram a análise em estudo.

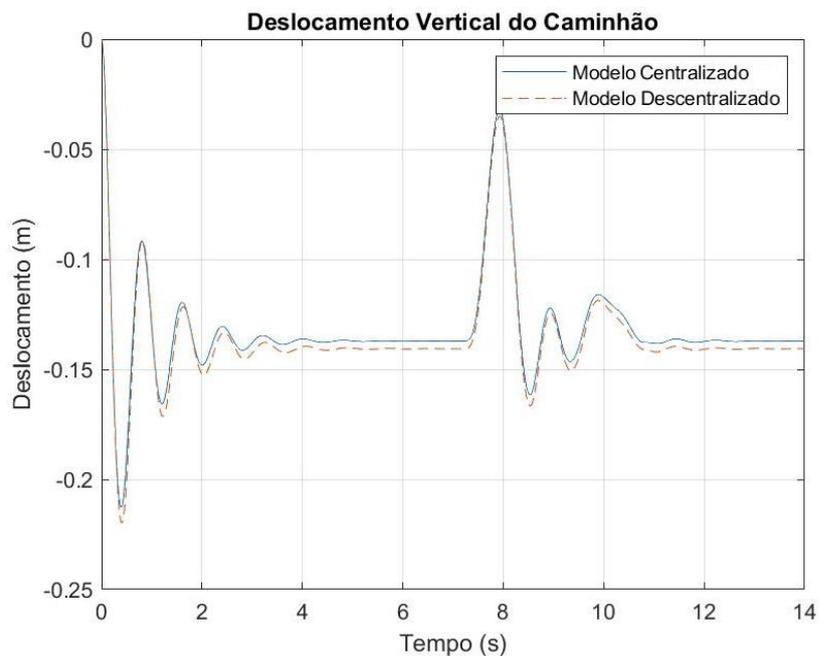


Figura 51: Comparação dos deslocamentos verticais nos modelos centralizado e descentralizado

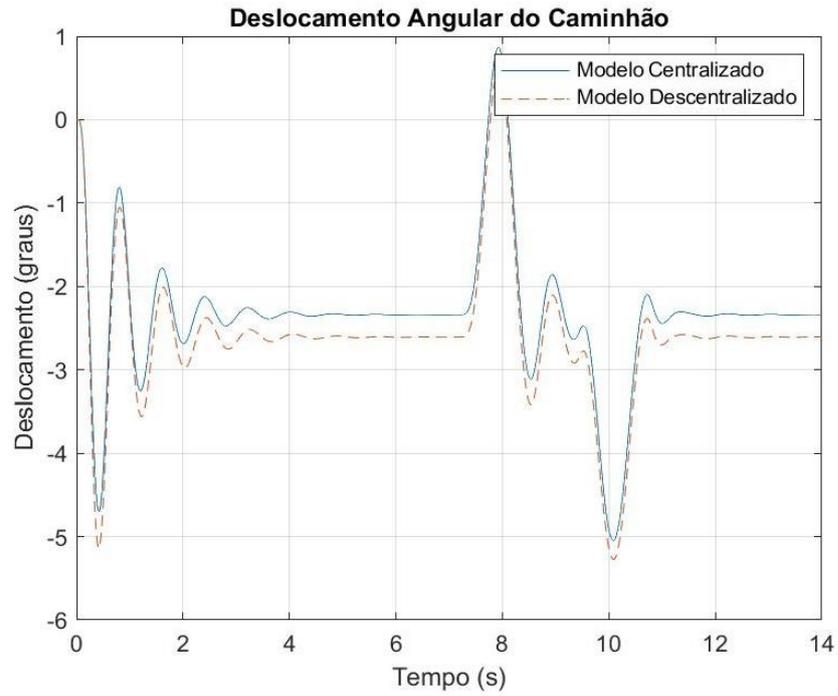


Figura 52: Comparação dos deslocamentos angulares nos modelos centralizado e descentralizado

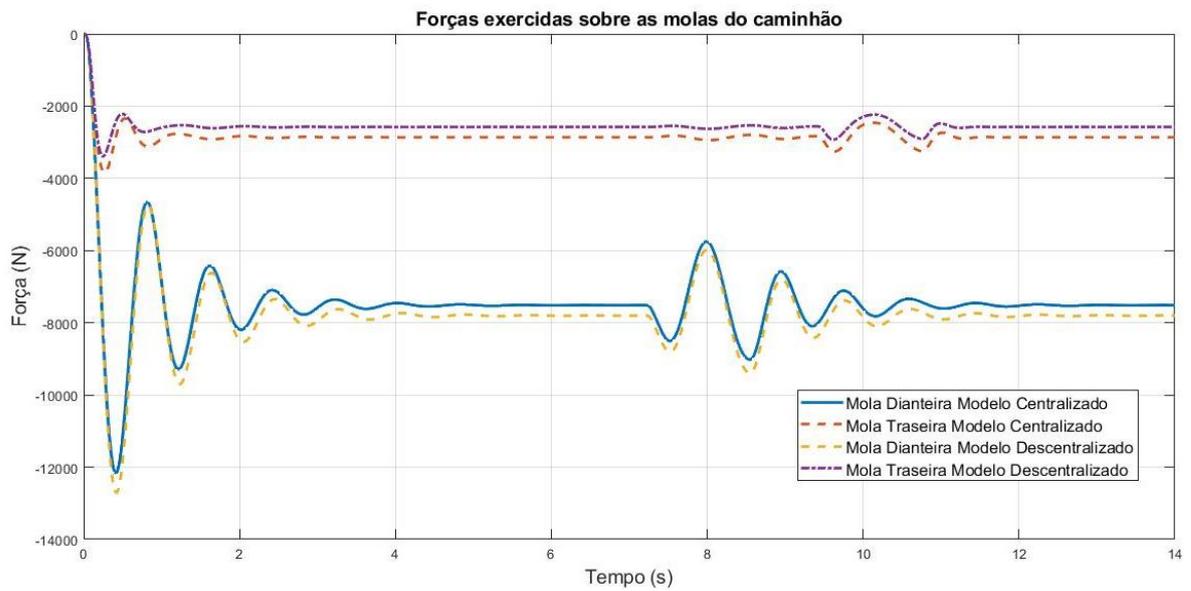


Figura 53: Comparação das forças nas molas do caminhão nos modelos centralizado e descentralizado

Capítulo 6

Conclusão

Este trabalho foi desenvolvido a partir de dois modelos independentes, e um posterior acoplamento deles. Tanto a moto, quanto o caminhão, foram considerados como corpos rígidos. Em uma primeira etapa, cada modelo independente foi desenvolvido separadamente e feito sua análise dinâmica de maneira simples no plano (bidimensional). Em seguida, o modelo acoplado foi desenvolvido no mesmo esquema bidimensional, considerando um acoplamento rígido entre o pneu da moto e a caçamba do caminhão.

Após isso, algumas variações foram realizadas no modelo acoplado, para comparação de resultados, bem como a comparação preliminar do caminhão carregado. A primeira variação foi das forças aplicadas à caçamba do caminhão: dinâmica e estática. A segunda variação foi relacionada ao posicionamento da moto em cima do caminhão. Foi utilizado o software Matlab para a elaboração de todas as simulações, em que se pôde obter resultados por meio de gráficos.

Conclui-se que a análise dinâmica se faz necessária, uma vez que os resultados obtidos em simulações com forças constantes sobre a caçamba do caminhão se diferem dos resultados obtidos ao considerar a dinâmica da moto. Da mesma forma, é imprescindível o estudo de carregamento do caminhão que pode ser útil em especificações técnicas para as suspensões.

6.1 Projetos futuros

Após os resultados obtidos no presente trabalho, é possível aprimorar as análises com algumas modificações e melhorias dos modelos adotados, como:

- Adotar mais graus de liberdade para os dois modelos de veículos, passando a considerar dinâmica longitudinal e lateral, além da vertical;
- Observar o comportamento dos modelos estudados em outras opções de excitações de base, que promovam uma aproximação mais real de uma pista sujeita a buracos e imperfeições;
- Analisar o comportamento de diferentes tipos de acoplamento, sendo ele rígido ou dinâmico, para melhor compreensão da dinâmica da moto com o caminhão;
- Observar o comportamento dos veículos sujeitos a curvas, para identificar os fenômenos encontrados sobre rolagem e estabilidade;
- Submeter as estruturas dos chassis a uma análise de elementos finitos, para obter simulações mais reais quanto às deformações e dinâmicas dos modelos;

- Promover estudo de dimensionamento das suspensões do caminhão, com base nos esforços encontrados neste projeto.

Capítulo 7

Bibliografia

- ALFONSO, V. D. **Rampa Dobrável para Embarque de Motos Mod 1500/165**. Disponível em < https://produto.mercadolivre.com.br/MLB-1655148014-rampa-dobrável-para-embarque-de-motos-mod-1500165-ac-_JM?matt_tool=10914284&matt_word=&matt_source=google&matt_campaign_id=12270420168&matt_ad_group_id=116657149359&matt_match_type=&matt_network=g&matt_device=c&matt_creative=496755648945&matt_keyword=&matt_ad_position=&matt_ad_type=pla&matt_merchant_id=292297248&matt_product_id=MLB1655148014&matt_product_partition_id=327061798772&matt_target_id=pla-327061798772&gclid=Cj0KCQjw9_mDBhCGARIsAN3PaFNByGfZ17UllsngTTTqHT4w0MQoQQTJHXYJH9skQOrLsH-6zGgQIPwaAoCUEALw_wcB>. Acessado em: 15 de abril de 2021.
- ANTÔNIO, S. F. D. **Estudo da Sobrecarga Dinâmica em Caminhões por Meio de Medições Diretamente no Veículo**. Dissertação de Pós-graduação, UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS, Campinas, SP, Brasil 2005.
- CAMPOS, D.; SOUZA, M. C. **Análise da Dinâmica Vertical de Veículos Pesados Flexíveis**. Dissertação de Bacharel, CEFET-RJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil 2014.
- COSTA, D. **kia+k2500+4x4+double+cab | Coches y motocicletas, Arena kinetica, Construccion**. Disponível em: <<https://br.pinterest.com/pin/103512491423337408/>>. Acessado em: 20 de novembro de 2020.
- DA SILVA, F. R.; **Apostila e Aulas de Vibrações Mecânicas Professor Fernando Ribeiro - CEFET/RJ**, 2016. Disponível em < https://sites.google.com/view/cefetrij_d4fernan >. Acessado em 27 de novembro de 2019/ 27 de fevereiro de 2020/ 18 de março de 2021.

- **DEMBOSKI, F. R. Estudo para Utilização de Componentes de Suspensão de Motocicleta em Veículo Minimalista Urbano.** Dissertação de Bacharel, UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA - UFSC, Joinville, SC, Brasil 2014.
- **Ficha técnica HONDA XRE 190 - 2019.** Disponível em <<https://www.motorede.com.br/xre-190-2019-preco-e-consumo/>>. Acessado em: 7 de fevereiro de 2020.
- **HONDA. Modelos.** Disponível em: <<https://www.honda.com.br/motos/modelos>>. Acessado em: 20 de janeiro de 2020.
- **JUNIOR, L. M. P. F.; Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo macpherson.** Dissertação de Mestrado, UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO - USP, São Carlos, SP, Brasil 2006.
- **KIA. Kia Bongo Ficha Técnica e Especificações.** Disponível em: <<https://www.kia.com.br/bongo/especificacoes>>. Acessado em: 05 de dezembro de 2019/ 20 janeiro de 2021.
- **KOULOCHERIS, D.; PAPAIOANNOU, G.; CHRISTODOULOU, D. An approach for multi-objective optimization of vehicle suspension system.** IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2017.
- **LEAL, L D. C. M.; DA ROSA, E.; NICOLAZZI, L. C. Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis.** Florianópolis: UFSC, 2012.
- **LEVY, S. Honda XRE 300 2019: legítima herdeira.** Disponível em: <<https://www.motonline.com.br/noticia/honda-xre-300-2019-legitima-herdeira/>>. Acessado em: 20 de novembro de 2020.

- **Motos mais vendidas.** Disponível em: < [g1.globo.com/carros/motos /noticia /2020/01/02/veja-as-motos-mais-vendidas-de-2019.ghtml](http://g1.globo.com/carros/motos/noticia/2020/01/02/veja-as-motos-mais-vendidas-de-2019.ghtml) >. Acessado em: 20 de janeiro de 2020.
- **NORMAS e RESOLUÇÕES.** Disponíveis em <[https://www.in.gov.br/en/web/dou/ -/resolucao-n-1-de-6-de-janeiro-de-2020-237206893](https://www.in.gov.br/en/web/dou/-/resolucao-n-1-de-6-de-janeiro-de-2020-237206893)> Acessado em: 7 de fevereiro de 2021.
- **NORMAS e RESOLUÇÕES.** Disponível em <<https://patrus.com.br/blog/normas-de-transporte-rodoviario-4-pontos-que-voce-tem-que-dominar/>>. Acessado em: 7 de fevereiro de 2021.
- **Principais tipos de caminhão.** Disponível em <<https://www.bloglogistica.com.br/mercado/conheca-aqui-os-6-principais-tipos-de-caminhao-existent/>>. Acessado em: 05 de dezembro de 2019.
- **RUTHES, J. P. Análise de Sensibilidade de Suspensão Veicular.** 2016. Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva, no curso de Engenharia Automotiva da Universidade Federal de Santa Catarina, Centro de Joinville.
- **SILVA, F. L. A.; SANTOS. P. A. Q. Reboque Modular para Transporte de Veículos de Duas Rodas.** Dissertação de Bacharel, CEFET-RJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil 2017.
- **SILVA, W. G.; OLIVEIRA, L. B. Modelagem, Simulação e Projeto de Absorvedores Passivos de Vibrações em Pontes.** Dissertação de Bacharel, CEFET-RJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil 2015.
- **Site Icarros.** Disponível em: <https://www.icarros.com.br/ranking-de-satisfacao/picapes/7.html>>. Acessado em: 05 de maio de 2021.

- **Site Motos blog.** Disponível em: https://fichatecnica.motosblog.com.br/Avaliacoes/Honda/XRE_190_2016. Acessado em: 05 de maio de 2021.
- VALLIM, M. de B. **Modelagem de Pneumático de Motocicleta para Análise de Conforto Vibracional dos Ocupantes**: UNICAMP, 2015.
- Vídeo YouTube, **Guinchando a moto.** Disponível em <https://www.youtube.com/watch?v=ToAUI3INgKY&t=566s>. Acessado em 15 de abril de 2021.

APÊNDICE I: Programa principalcaminhão.m independente

```

clear
close all
global g a b c d M1 B1 K1 Mc Mr1 Mr2 Ic b1 b2 k1 k2...
kr1 kr2 V1 Aa1 Bb1 Ke1 tetrada1...
tsaida1 tetrada2 tsaida2 yo q dq V tetal tetalgr

%
%%%%%%%%%%%%% Parâmetros do Problema %%%%%%%%%%%%%%
%
g=9.81; % Aceleração da gravidade [m/s^2]

a=0.5; %Distância da suspensão dianteira ao CG do caminhão [m]
b=1.9; % Distância da suspensão traseira ao CG do caminhão [m]

c=0.55; % Distância da força F1 da roda dianteira da moto ao CG do caminhão
[m]
d=1.95; % Distância da força F2 da roda traseira da moto ao CG do caminhão
[m]

Mc=931; % Massa Meio caminhão [kg]

Mr1=92.96; % Massa roda dianteira do caminhão[kg]
Mr2=114; % Massa roda traseira do caminhão[kg]

Pc=Mc*g; % Peso caminhão [N]

Ic=1142; % momento de inércia do caminhão[kg*m]

b1=3256; % constante de amortecimento traseira do caminhão[m]
b2=5322; % constante de amortecimento dianteira do caminhão[m]

k1=64000; % coeficiente elástico da suspensão dianteira do caminhão[N/m]
k2=70449; % coeficiente elástico da suspensão traseira do caminhão [N/m]
kr1=210000; % coeficiente elástico do Pneu dianteiro do caminhão[N/m]
kr2=210000; % coeficiente elástico do Pneu traseiro do caminhão[N/m]

V=10; % velocidade do caminhão[km/h]

V1=V/3.6; % velocidade do caminhão em [m\s]

%

%%%%%%%%%%%%%DADOS QUEBRA-MOLAS%%%%%%%%%%%%%
%

yo=0.1; %altura quebra molas (m)
q=3.7; %comprimento quebra molas (m)

```

```

dq=15; %distancia entre a roda dianteira e o quebra molas(m)

%tempo para o quebra molas caminhao

tentrada1=dq/V1; %distância da primeira roda até o quebra-molas CAMINHÃO

tsaida1=tentrada1+(q/V1); %instante em que a primeira roda sai do quebra-
molas CAMINHÃO

tentrada2=tsaida1+(a+b)/V1; %Instante de entrada da segunda roda entra no
quebra molas Caminhão

tsaida2=tentrada2+(q/V1); %instante de saída da segunda roda caminhão

%
%%MATRIZES DO SISTEMA %%%%%%%%%%%
%
%%caminhão%%

% Matriz Massa %
M1=[Mc 0 0 0; 0 Ic 0 0; 0 0 Mr1 0; 0 0 0 Mr2];

% Matriz Amortecimento %
B1=[b1+b2 b1*a-b2*b -b1 -b2; b1*a-b2*b b1*a^2+b2*b^2 -b1*a b2*b; -b1 -b1*a
b1 0; -b2 b2*b 0 b2];

% Matriz Rigidez %
K1=[k1+k2 k1*a-k2*b -k1 -k2;k1*a-k2*b k1*a^2+k2*b^2 -k1*a k2*b;-k1 -k1*a
k1+kr1 0;-k2 k2*b 0 k2+kr2];

% Matriz de excitação %
Kel=[0 0;0 0;kr1 0;0 kr2];

Aa1=[zeros(4) eye(4);-inv(M1)*K1 -inv(M1)*B1];%matriz de estado caminhão
Bb1=[zeros(4) zeros(4,2) zeros(4,2); inv(M1) zeros(4,2)
inv(M1)*Kel];%matriz de compatibilidade de entrada caminhão

%%FUNÇÃO ODE45 PARA CAMINHÃO%%
tspan=[0 14];
yc0 = [0 0 0 0 0 0 0 0];
[t,yc]=ode45('equacaoC',tspan,yc0);
n=length(t);

for i=1:n
if t(i)<tentrada1
y1(i)=0;
else
if t(i)<tsaida1
y1(i)=(yo/2)*(1-cos((2*pi*V1/q)*(t(i)-tentrada1)));
else
y1(i)=0;
end
end
end

```

```

if t(i)<tentrada2
    y2(i)=0;
else
    if t(i)<tsaida2
        y2(i)=(yo/2)*(1-cos((2*pi*v1/q)*(t(i)-tentrada2)));
    else
        y2(i)=0;
    end
end
end
F1=kr1*(yc(1:n,3)-y1(i));%Força exercida pela roda dianteira do caminhão
sobre a pista
F2=kr2*(yc(1:n,4)-y2(i));%Força exercida pela roda traseira do caminhão
sobre a pista
Fc=F1+F2;% soma das forças

Fk1=k1*(yc(1:n,1)+a*yc(1:n,2)-yc(1:n,3)); %Esforço atuante na mola
dianteira do caminhão
Fk2=k2*(yc(1:n,1)-b*yc(1:n,2)-yc(1:n,4)); %Esforço atuante na mola traseira
do caminhão

Fb1=b1*(yc(1:n,5)+a*yc(1:n,6)-yc(1:n,7)); %Esforço atuante no amortecedor
dianteiro do caminhão
Fb2=b2*(yc(1:n,5)-b*yc(1:n,6)-yc(1:n,8)); %Esforço atuante no amortecedor
traseiro do caminhão

xc=yc(1:n,1); %Deslocamento vertical da roda do caminhão
tetal=yc(1:n,2); %Deslocamento angular do caminhão
xr1=yc(1:n,3); %Deslocamento da roda dianteira do caminhão
xr2=yc(1:n,4); %Deslocamento da roda traseira do caminhão
Vc1=yc(1:n,5); %Velocidade vertical do caminhão
Vc2=yc(1:n,6); %Velocidade angular do caminhão
Vr1=yc(1:n,7); %velocidade da roda dianteira do caminhão
Vr2=yc(1:n,8); %Velocidade da roda traseira do caminhão

% Conversão para Radianos %
tetalgr=tetal*57.2958;

%%% GRÁFICOS %%%

Figura(1)
plot(t,xc)
title('Deslocamento Vertical do caminhão')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m)')
grid on

Figura(2)
plot(t,tetalgr)
title('Deslocamento angular do caminhão')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Arfagem (graus)')
grid on

Figura(3)
plot(t,xr1)
title('Deslocamento da roda dianteira do caminhão')

```

```
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m)')
grid on
```

```
Figura(4)
plot(t,xr2)
title('Deslocamento da roda traseira do caminhão')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m)')
grid on
```

```
Figura(5)
plot(t,Vc1)
title('Velocidade Vertical do Caminhão')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m/s)')
grid on
```

```
Figura (6)
plot(t,Vc2)
title('Velocidade angular do caminhão')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Arfagem (rad/s)')
grid on
```

```
Figura(7)
plot(t,Vr1)
title('Velocidade da roda dianteira do caminhão')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m/s)')
grid on
```

```
Figura(8)
plot(t,Vr2)
title('Velocidade da roda traseira do caminhão')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m/s)')
grid on
```

```
Figura (9)
plot(t,F1,t,F2,t,Fc)
title('Forças exercidas sobre a pista')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Força (N)')
legend('F1','F2','Fc')
grid on
```

```
Figura (10)
plot(t,Fk1,t,Fk2)
title('Forças exercidas sobre as molas do caminhão')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Força (N)')
legend('Fk1','Fk2')
grid on
```

```
Figura (11)
plot(t,Fb1,t,Fb2)
title('Forças exercidas sobre os amortecedores do caminhão')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Força (N)')
```

```
legend('Fb1', 'Fb2')  
grid on
```

APÊNDICE II: Programa equacaoC.m independente

```

function yp1=equacaoC(t,yc)
global a b V1 yco yo tentrada1 tsaida1 tentrada2 tsaida2 g dq q...
For1 Mc d c Mr1 Mr2 Aa1 Bb1

t
tentrada1=dq/V1;
tsaida1=tentrada1+(q/V1);
tentrada2=tsaida1+(a+b)/V1;
tsaida2=tentrada2+(q/V1);

%%%%%%%%%%EXCITAÇÃO DE BASE%%%%%%%%%%

%testing123
t
if t<tentrada1
    y1=0;

else
if t<tsaida1
    y1=(yo/2)*(1-cos((2*pi*V1/q)*(t-tentrada1)));

else
    y1=0;

end
end

if t<tentrada2

    y2=0;
else
if t<tsaida2

    y2=(yo/2)*(1-cos((2*pi*V1/q)*(t-tentrada2)));
else

    y2=0;
end
end

F3=0; %Força exercida pela roda dianteira da moto sobre o caminhão
F4=0; %Força exercida pela roda traseira da moto sobre o caminhão
For1=[-Mc*g-F3-F4;F4*d+F3*c;-Mr1*g;-Mr2*g;0;0;y1;y2]; %Matriz de excitação
do caminhão
yp1=(Aa1*yc)+(Bb1*For1);

```

APÊNDICE III: Programa principalmoto.m independente

```

clear
close all
global g e f M2 B2 K2 Mm Im b3 b4 k3 k4...
      V2 Aa2 Bb2 Ke2 Be2 tentrada3...
tsaid3 tentrada4 tsaida4 yo q dq V teta2 teta2gr Pm

%
%%%%%%%%%%%%%% Parâmetros do Problema %%%%%%%%%%%%%%%
%
g=9.81; % Aceleração da gravidade [m/s^2]

e=0.8; %Distância da suspensão dianteira ao CG da moto [m]
f=0.6; % Distância da suspensão traseira ao CG da moto [m]

Mm=127; % Massa moto [kg]

Pm=Mm*g; % Peso moto [N]

Im=53.593; % momento de inércia da moto[kg*m^2]

b3=1350; % constante de amortecimento traseira da moto[N*s/m]
b4=1350; % constante de amortecimento dianteira da moto[N*s/m]

k3=23510; % coeficiente elástico da suspensão dianteira da moto[N/m]
k4=23510; % coeficiente elástico da suspensão traseira da moto [N/m]

V=10; % velocidade da moto[km/h]

V2=V/3.6; % velocidade da moto em [m\s]

%
%%%%%%%%%%%%%%DADOS QUEBRA-MOLAS%%%%%%%%%%%%%%
%

yo=0.1; %altura quebra molas (m)
q=3.7; %comprimento quebra molas (m)
dq=5; %distancia entre a roda dianteira e o quebra molas(m)

%tempo para o quebra molas moto

tentrada3=dq/V2; %distância da primeira roda até o quebra-molas MOTO

tsaid3=tentrada3+(q/V2); %instante em que a primeira roda sai do quebra-
molas MOTO

tentrada4=tsaid3+(e+f)/V2; %Instante de entrada da segunda roda entra no
quebra molas Moto

tsaida4=tentrada4+(q/V2); %instante de saída da segunda roda moto

```

```

%
%%%%% MATRIZES DO SISTEMA %%%
%

%%moto%

% Matriz Massa %
M2=[Mm 0; 0 Im];

% Matriz Amortecimento %
B2=[b3+b4 b3*e-b4*f; b3*e-b4*f b3*e^2+b4*f^2];

% Matriz Rigidez %
K2=[k3+k4 k3*e-k4*f; k3*e-k4*f k3*e^2+k4*f^2];

% Matriz de excitação %
Ke2=[k3 k4; k3*e -k4*f];
Be2=[b3 b4; b3*e -b4*f];

Aa2=[zeros(2) eye(2); -inv(M2)*K2 -inv(M2)*B2]; %matriz de estado moto
rigidez
Bb2=[zeros(2) zeros(2) zeros(2); inv(M2) inv(M2)*Be2 inv(M2)*Ke2]; %matriz
de compatibilidade de entrada moto a

%%FUNÇÃO ODE45 PARA MOTO%%
tspan=[0 7];
ym0 = [0 0 0 0];
[t,ym]=ode45('equacaoM',tspan,ym0);
n=length(t);
for i=1:n
if t(i)<tentrada3
    y3(i)=0;
y3p(i)=0;

else
if t(i)<tsaida3
y3(i)=(yo/2)*(1-cos((2*pi*V2/q)*(t(i)-tentrada3)));
    y3p(i)=(yo/2)*((2*pi*V2/q)*sin((2*pi*V2/q)*(t(i)-tentrada3)));

else
    y3(i)=0;
    y3p(i)=0;

end
end

if t(i)<tentrad4

    y4(i)=0;
    y4p(i)=0;
else
if t(i)<tsaida4
    y4(i)=(yo/2)*(1-cos((2*pi*V2/q)*(t(i)-tentrad4)));
    y4p(i)=(yo/2)*((2*pi*V2/q)*sin((2*pi*V2/q)*(t(i)-tentrad4)));

```

```

else
    y4(i)=0;
    y4p(i)=0;
end
end
end

%Força exercida pela roda dianteira da moto sobre o caminhão%
F3=k3*(ym(1:n,1)+e*ym(1:n,2)-y3(i))+b3*(ym(1:n,3)+e*ym(1:n,4)-y3p(i));
%Força exercida pela roda traseira da moto sobre o caminhão%
F4=k4*(ym(1:n,1)-f*ym(1:n,2)-y4(i))+b4*(ym(1:n,3)-f*ym(1:n,4)-y4p(i));
Fm=F3+F4; %somatório das forças

xm=ym(1:n,1); %Deslocamento vertical da moto
teta2=ym(1:n,2); %Deslocamento angular da moto
Vm1=ym(1:n,3); %Velocidade vertical da moto
Vm2=ym(1:n,4); %Velocidade angular da moto

% Conversão para Radianos
teta2gr=teta2*57.2958;

%%% GRÁFICOS %%%

Figura(1)
plot(t,xm)
title('Deslocamento Vertical da moto')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m)')
grid on

Figura(2)
plot(t,teta2gr)
title('Deslocamento angular da moto')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Arfagem (graus)')
grid on

Figura(3)
plot(t,Vm1)
title('Velocidade Vertical da moto')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m/s)')
grid on

Figura (4)
plot(t,Vm2)
title('Velocidade angular da moto')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Arfagem (rad/s)')
grid on

Figura (5)
plot(t,F3,t,F4,t,Fm)
title('Forças exercidas sobre a pista')
xlabel('Tempo (s)')

```

```
ylabel('Força (N)')  
legend('F3', 'F4', 'Fm')  
grid on
```

```
Figura (6)  
plot(t,F3)  
title('Força da roda dianteira exercida sobre a pista')  
xlabel('Tempo (s)')  
ylabel('Força (N)')  
grid on
```

```
Figura (7)  
plot(t,F4)  
title('Força da roda traseira exercida sobre a pista')  
xlabel('Tempo (s)')  
ylabel('Força (N)')  
grid on
```

```
Figura (8)  
plot(t,Fm)  
title('Soma das forças exercidas sobre a pista')  
xlabel('Tempo (s)')  
ylabel('Força (N)')  
grid on
```

APÊNDICE IV: Programa equacaoM.m independente

```

function yp2=equacaoM(t,ym)
global e f V2 ymo yo tentrada3 tsaid3 tentrad4 tsaida4 g dq q...
    For2 Mm Aa2 Bb2 k3 k4 xm teta2 b3 b4 Vm1 Vm2
t
tentrada3=dq/V2;
tsaid3=tentrada3+(q/V2);
tentrad4=tsaid3+(e+f)/V2;
tsaida4=tentrad4+(q/V2);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%EXCITAÇÃO DE BASE%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%testing123
t
if t<tentrada3
    y3=0;
y3p=0;

else
if t<tsaid3
y3=(yo/2)*(1-cos((2*pi*V2/q)*(t-tentrada3)));
    y3p=(yo/2)*((2*pi*V2/q)*sin((2*pi*V2/q)*(t-tentrada3)));

else
    y3=0;
    y3p=0;

end
end

if t<tentrad4

    y4=0;
    y4p=0;
else
if t<tsaida4
    y4=(yo/2)*(1-cos((2*pi*V2/q)*(t-tentrad4)));
    y4p=(yo/2)*((2*pi*V2/q)*sin((2*pi*V2/q)*(t-tentrad4)));
else
    y4=0;
    y4p=0;
end
end

For2=[-Mm*g; 0; y3p; y4p; y3; y4]; %Matriz de excitação da moto
yp2=(Aa2*ym)+(Bb2*For2)

```

APÊNDICE V: Programa principalacoplamento.m do modelo acoplado

```

clear
close all
global g a b c d e f M1 B1 K1 Mc Mr1 Mr2 Ic b1 b2 k1 k2 kr1 kr2 V1
Aa1...
    Bb1 Ke1 yo q dq V tetal tetalgr ...
    M2 B2 K2 Mm Im b3 b4 k3 k4 V2 Aa2 Bb2 Ke2 Be2...
    tetrada1 tsaida1 tetrada2 tsaida2 tetrada3 tsaida3 tetrada4 tsaida4
teta2 teta2gr Aa3 Bb3
%
%%%%%%%%%% Parametros do Problema %%%%%%%%%%%
%
g=9.81; % Aceleração da gravidade [m/s^2]

a=0.5; %Distância da suspensão dianteira ao CG do caminhão [m]
b=1.9; % Distância da suspensão traseira ao CG do caminhão [m]
c=0.55; % Distância da força F1 da roda dianteira da moto ao CG do caminhão
[m]
d=1.95; % Distância da força F2 da roda traseira da moto ao CG do caminhão
[m]

e=0.8; %Distância da suspensão dianteira ao CG da moto [m]
f=0.6; % Distância da suspensão traseira ao CG da moto [m]

Mc=931; % Massa caminhão [kg]
Mr1=92.96; % Massa roda dianteira do caminhão[kg]
Mr2=114; % Massa roda traseira do caminhão[kg]

Mm=127; % Massa moto [kg]

Pc=Mc*g; % Peso caminhão [N]
Pm=Mm*g; % Peso moto [N]

Ic=1142; % momento de inércia do caminhão[kg*m]
Im=53.593; % momento de inércia da moto[kg*m^2]

b1=3256; % constante de amortecimento traseira do caminhão[m]
b2=5322; % constante de amortecimento dianteira do caminhão[m]
b3=1350; % constante de amortecimento dianteira da moto[N*s/m]
b4=1350; % constante de amortecimento traseira da moto[N*s/m]

k1=64000; % coeficiente elástico da suspensão dianteira do caminhão[N/m]
k2=70449; % coeficiente elástico da suspensão traseira do caminhão [N/m]
kr1=210000; % coeficiente elástico do Pneu dianteiro do caminhão[N/m]
kr2=210000; % coeficiente elástico do Pneu traseiro do caminhão[N/m]
k3=23510; % coeficiente elástico da suspensão dianteira da moto[N/m]
k4=23510; % coeficiente elástico da suspensão traseira da moto [N/m]

V=10; % velocidade [km/h]

V1=V/3.6; % velocidade do caminhão em [m\s]
V2=V/3.6; % velocidade da moto em [m\s]

%
```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%DADOS QUEBRA-MOLAS%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
yo=0.1; %altura quebra molas (m)
q=3.7; %comprimento quebra molas (m)
dq=20; %distância entre a roda dianteira e o quebra molas(m)

%tempo para o quebra molas caminhao

tentrada1=dq/V1; %distância da primeira roda até o quebra-molas caminhão
tsaida1=tentrada1+(q/V1); %instante em que a primeira roda sai do quebra-
molas caminhão

tentrada2=tsaida1+(a+b)/V1; %Instante de entrada da segunda roda entra no
quebra molas caminhão

tsaida2=tentrada2+(q/V1); %instante de saída da segunda roda caminhão

%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% MATRIZES DO SISTEMA %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%%caminhão%%

% Matriz Massa %
M1=[Mc 0 0 0; 0 Ic 0 0; 0 0 Mr1 0; 0 0 0 Mr2];

% Matriz Amortecimento %
B1=[b1+b2 b1*a-b2*b -b1 -b2; b1*a-b2*b b1*a^2+b2*b^2 -b1*a b2*b; -b1 -b1*a
b1 0; -b2 b2*b 0 b2];

% Matriz Rigidez %
K1=[k1+k2 k1*a-k2*b -k1 -k2;k1*a-k2*b k1*a^2+k2*b^2 -k1*a k2*b;-k1 -k1*a
k1+kr1 0;-k2 k2*b 0 k2+kr2];

% Matriz de excitação %
Ke1=[0 0;0 0;kr1 0;0 kr2];

%%moto%%

% Matriz Massa %
M2=[Mm 0; 0 Im];

% Matriz Amortecimento %
B2=[b3+b4 b3*e-b4*f; b3*e-b4*f b3*e^2+b4*f^2];

% Matriz Rigidez %
K2=[k3+k4 k3*e-k4*f; k3*e-k4*f k3*e^2+k4*f^2];

% Matriz de excitação %
Ke2=[k3 k4; k3*e -k4*f];
Be2=[b3 b4; b3*e -b4*f];

```

```

Aa1=[zeros(4) eye(4);-inv(M1)*K1 -inv(M1)*B1];%matriz de estado caminhão
Bb1=[zeros(4) zeros(4,2) zeros(4,2); inv(M1) zeros(4,2)
inv(M1)*Ke1];%matriz de compatibilidade de entrada caminhão

Aa2=[zeros(2) eye(2);-inv(M2)*K2 -inv(M2)*B2];%matriz de estado moto
Bb2=[zeros(2) zeros(2) zeros(2); inv(M2) inv(M2)*Be2 inv(M2)*Ke2];%matriz
de compatibilidade de entrada moto

Aa3=[Aa1 zeros(8,4); zeros(4,8) Aa2]; %matriz de estado acoplamento
Bb3=[Bb1 zeros(8,6); zeros(4,8) Bb2]; %matriz de compatibilidade de entrada
acoplamento

%%FUNÇÃO ODE45 PARA ACOPLAMENTO = CAMINHÃO+MOTO%%
tspan=[0 14];
ya0 = [0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0];
[t,ya]=ode45('equacao_acoplamento',tspan,ya0);
n=length(t);

for i=1:n
if t(i)<tentrada1
y1(i)=0;
else
if t(i)<tsaida1
y1(i)=(yo/2)*(1-cos((2*pi*v1/q)*(t(i)-tentrada1)));
else
y1(i)=0;
end
end

if t(i)<tentrada2
y2(i)=0;
else
if t(i)<tsaida2
y2(i)=(yo/2)*(1-cos((2*pi*v1/q)*(t(i)-tentrada2)));
else
y2(i)=0;
end
end

%interface caminhão-moto
y3=ya(1:n,1)-c*ya(1:n,2);%Deslocamento vertical da roda dianteira da moto
y3p=ya(1:n,5)-c*ya(1:n,6);%Velocidade vertical da roda dianteira da moto
y4=ya(1:n,1)-d*ya(1:n,2);%Deslocamento vertical da roda traseira da moto
y4p=ya(1:n,5)-d*ya(1:n,6);%Velocidade vertical da roda traseira da moto

F1=kr1*(ya(1:n,3)-y1(i));%Força exercida pela roda dianteira do caminhão
sobre a pista
F2=kr2*(ya(1:n,4)-y2(i));%Força exercida pela roda traseira do caminhão
sobre a pista
Fc=F1+F2;% soma das forças

Fk1=k1*(ya(1:n,1)+a*ya(1:n,2)-ya(1:n,3));%Esforço atuante na mola dianteira
do caminhão
Fk2=k2*(ya(1:n,1)-b*ya(1:n,2)-ya(1:n,4));%Esforço atuante na mola traseira
do caminhão

Fb1=b1*(ya(1:n,5)+a*ya(1:n,6)-ya(1:n,7));%Esforço atuante no amortecedor
dianteiro do caminhão

```

```

Fb2=b2*(ya(1:n,5)-b*ya(1:n,6)-ya(1:n,8));%Esforço atuante no amortecedor
traseiro do caminhão

%Força exercida pela roda dianteira da moto sobre o caminhão analise
dinamica%
F3=-k3*(ya(1:n,9)+e*ya(1:n,10)-y3)-b3*(ya(1:n,11)+e*ya(1:n,12)-y3p);
%Força exercida pela roda traseira da moto sobre o caminhão analise
dinamica%
F4=-k4*(ya(1:n,9)-f*ya(1:n,10)-y4)-b4*(ya(1:n,11)-f*ya(1:n,12)-y4p);

% F3=529.74; %força da roda dianteira da moto na analise estática
% F4=716.13; %força da roda traseira da moto na analise estática

Fm=F3+F4;%Soma das forças

xc=ya(1:n,1); %Deslocamento vertical da roda do caminhão
tetal=ya(1:n,2); %Deslocamento angular do caminhão
xr1=ya(1:n,3); %Deslocamento da roda dianteira do caminhão
xr2=ya(1:n,4); %Deslocamento da roda traseira do caminhão
Vc1=ya(1:n,5); %Velocidade vertical do caminhão
Vc2=ya(1:n,6); %Velocidade angular do caminhão
Vr1=ya(1:n,7); %velocidade da roda dianteira do caminhão
Vr2=ya(1:n,8); %Velocidade da roda traseira do caminhão
xm=ya(1:n,9); %Deslocamento vertical da moto
teta2=ya(1:n,10); %Deslocamento angular da moto
Vm1=ya(1:n,11); %Velocidade vertical da moto
Vm2=ya(1:n,12); %Velocidade angular da moto

% Conversão para Graus %
tetalgr=tetal*57.2958;
teta2gr=teta2*57.2958;

%%% GRÁFICOS %%%

Figura(1)
plot(t,xc)
title('Deslocamento vertical do caminhão')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m)')
grid on

Figura(2)
plot(t,tetalgr)
title('Deslocamento angular do caminhão')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Arfagem (graus)')
grid on

Figura(3)
plot(t,xr1)
title('Deslocamento da roda dianteira do caminhão')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m)')
grid on

Figura(4)
plot(t,xr2)

```

```
title('Deslocamento da roda traseira do caminhão')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m)')
grid on
```

```
Figura(5)
plot(t,Vc1)
title('Velocidade vertical do caminhão')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m/s)')
grid on
```

```
Figura (6)
plot(t,Vc2)
title('Velocidade angular do caminhão')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Arfagem (rad/s)')
grid on
```

```
Figura(7)
plot(t,Vr1)
title('Velocidade da roda dianteira do caminhão')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m/s)')
grid on
```

```
Figura(8)
plot(t,Vr2)
title('Velocidade da roda traseira do caminhão')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m/s)')
grid on
```

```
Figura(9)
plot(t,xm)
title('Deslocamento vertical da moto')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m)')
grid on
```

```
Figura(10)
plot(t,teta2gr)
title('Deslocamento angular da moto')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Arfagem (graus)')
grid on
```

```
Figura(11)
plot(t,Vm1)
title('Velocidade vertical da moto')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m)')
grid on
```

```
Figura (12)
plot(t,Vm2)
title('Velocidade angular da moto')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Arfagem (rad/s)')
grid on
```

```
Figura (13)
plot(t,F3,t,F4,t,Fm)
title('Forças exercidas sobre o caminhão')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Força (N)')
legend('F3','F4','Fm')
grid on
```

```
Figura (14)
plot(t,F1,t,F2,t,Fc)
title('Forças exercidas sobre a pista')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Força (N)')
legend('F1','F2','Fc')
grid on
```

```
Figura (15)
plot(t,Fk1,t,Fk2)
title('Forças exercidas sobre as molas do caminhão')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Força (N)')
legend('Fk1','Fk2')
grid on
```

```
Figura (16)
plot(t,Fb1,t,Fb2)
title('Forças exercidas sobre os amortecedores do caminhão')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Força (N)')
legend('Fb1','Fb2')
grid on
```

APÊNDICE VI: Programa equação_acoplamento.m do modelo acoplado

```

function yap=equacao_acoplamento(t,ya)
global a b V1 y1 y2 ya0 yo tentrada1 tsaida1 tentrada2 tsaida2 g dq q...
    Mc    d c Mr1 Mr2 Aa1 Bb1 e f V2 tentrada3 tsaid3 tentrada4 tsaida4...
    Mm Aa2 Bb2 k3 k4 b3 b4 Aa3 Bb3 For3

    t
    tentrada1=dq/V1;
    tsaida1=tentrada1+(q/V1);
    tentrada2=tsaida1+(a+b)/V1;
    tsaida2=tentrada2+(q/V1);

    %%%%%%%%%%%EXCITAÇÃO DE BASE%%%%%%%%%%

    %Interface caminhão-pista
    t
    if t<tentrada1
        y1=0;
    else
        if t<tsaida1
            y1=(yo/2)*(1-cos((2*pi*V1/q)*(t-tentrada1)));
        else
            y1=0;
        end
    end

    if t<tentrada2
        y2=0;
    else
        if t<tsaida2
            y2=(yo/2)*(1-cos((2*pi*V1/q)*(t-tentrada2)));
        else
            y2=0;
        end
    end

    %interface caminhão-moto
    y3=ya(1)-c*ya(2); %Deslocamento vertical da roda dianteira da moto
    y3p=ya(5)-c*ya(6); %Velocidade vertical da roda dianteira da moto
    y4=ya(1)-d*ya(2); %Deslocamento vertical da roda traseira da moto
    y4p=ya(5)-d*ya(6); %Velocidade vertical da roda traseira da moto

    % F3=529.74; %força da roda dianteira da moto na análise estática
    % F4=716.13; %força da roda traseira da moto na análise estática
    %Força exercida pela roda dianteira da moto sobre o caminhão análise
    dinamica%
    F3=-k3*(ya(9)+e*ya(10)-y3)-b3*(ya(11)+e*ya(12)-y3p);
    %Força exercida pela roda traseira da moto sobre o caminhão análise
    dinamica%
    F4=-k4*(ya(9)-f*ya(10)-y4)-b4*(ya(11)-f*ya(12)-y4p);

    For3=[-Mc*g-F3-F4; F4*d+F3*c; -Mr1*g; -Mr2*g; 0; 0; y1; y2; -Mm*g; 0; y3p;
    y4p; y3; y4]; %Matriz de excitação do acoplamento
    yap=(Aa3*ya)+(Bb3*For3);

```