



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
Faculdade de Engenharia Mecânica

LUIS HENRIQUE DA SILVA TEIXEIRA

Esforços longitudinais em composições ferroviárias

CAMPINAS

2019

LUIS HENRIQUE DA SILVA TEIXEIRA

Esforços longitudinais em composições ferroviárias

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Gardel Kurka

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO ALUNO LUIS HENRIQUE DA SILVA TEIXEIRA, E ORIENTADA PELO PROF. DR. PAULO ROBERTO GARDEL KURKA.

CAMPINAS

2019

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Luciana Pietrosanto Milla - CRB 8/8129

T235e Teixeira, Luis Henrique da Silva, 1994-
Esforços longitudinais em composições ferroviárias / Luis Henrique da Silva
Teixeira. – Campinas, SP : [s.n.], 2019.

Orientador: Paulo Roberto Gardel Kurka.
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade
de Engenharia Mecânica.

1. Simulação. 2. Choque (Mecânica). 3. Ferrovias. I. Kurka, Paulo Roberto
Gardel, 1958-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Longitudinal efforts in railway compositions

Palavras-chave em inglês:

Simulation

Shocks (Mechanics)

Railway

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora:

Paulo Roberto Gardel Kurka [Orientador]

Auteliano Antunes dos Santos Júnior

Eduardo Paiva Okabe

Data de defesa: 30-07-2019

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

Identificação e informações acadêmicas do(a) aluno(a)

- ORCID do autor: <https://orcid.org/0000-0003-0690-8944>

- Currículo Lattes do autor: <http://lattes.cnpq.br/1366045128345879>

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE SISTEMAS INTEGRADOS**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

Esforços longitudinais em composições ferroviárias

Autor: Luis Henrique da Silva Teixeira

Orientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Gardel Kurka

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:

Prof. Dr. Paulo Roberto Gardel Kurka, Presidente

Faculdade de Engenharia Mecânica/UNICAMP

Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Junior

Faculdade de Engenharia Mecânica/UNICAMP

Prof. Dr. Eduardo Paiva Okabe

Faculdade de Ciências Aplicadas/UNICAMP

A Ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no processo de vida acadêmica do aluno.

Campinas, 30 de julho de 2019.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha família por me apoiarem em todas as vezes que precisei. Agradeço aos amigos pela companhia e pelos momentos inesquecíveis durante a faculdade. Aos meus amigos de Andradina por sempre estarem comigo. Ao pessoal do Baja pelo aprendizado que me foi proporcionado no começo da minha graduação e ao professor Janito, orientador do Baja, pelos conselhos. Aos professores Jaime Izuka e Paulo Kurka, por me receberem e me orientarem durante a iniciação científica e durante o mestrado. Aos professores do FCA por me receberem durante os meus PEDs na UNICAMP de Limeira. Finalmente, agradeço à Vale S.A. e à Funcamp por financiarem minha bolsa de pesquisa.

“O mundo é muito maior do que a razão finita dos homens.”
(Rodrigues, A.)

RESUMO

A dinâmica longitudinal de veículos ferroviários é definido como o movimento dos veículos na direção da via. As forças longitudinais internas que ocorrem entre os vagões apresentam efeitos nas direções vertical, lateral e longitudinal dos trens (GARG; DUKKIPATI, 1984). A dinâmica longitudinal de trens tem implicações no conforto, dano nas cargas, estabilidade do veículo, projeto e fadiga do material circulante. Posteriormente, buscou-se entender as forças internas das composições, voltando-se para as falhas de equipamentos e fadiga (COLE *et al.*, 2017). Evidências na indústria ferroviária da Austrália sugerem que falhas nas conexões entre vagões se tornaram a limitação para o desenvolvimento de trens de carga pesada (WU *et al.*, 2016). As forças desenvolvidas no Aparelho de choque e tração (ACT) estão intimamente ligadas aos esforços apresentados nas conexões entre os vagões. As relações dinâmicas dos esforços presentes no ACT podem ser utilizados por interpolações de dados de teste de queda de martelo (TQM). Entretanto, essa abordagem leva a diferentes estimativas de rigidez do mecanismo do ACT (COLE, 1998). Assim, torna-se interessante o uso de modelos matemáticos analíticos que representam o funcionamento do mecanismo do aparelho de choque e tração. Apresenta-se neste trabalho um modelo numérico de um aparelho de choque e tração (ACT). Inicialmente é feita uma revisão de modelagens numéricas utilizadas nas simulações da dinâmica longitudinal de veículos ferroviários. Ainda, é feita uma revisão de abordagens numéricas para simulação de aparelhos de choque e tração. Vantagens e desvantagens do uso de diferentes sistemas de coordenadas e do tratamento das forças do modelo longitudinal na simulação numérica são abordadas. Não só modelagens quase-estáticas dos Aparelhos de Choque e Tração, como também os métodos de transição utilizados entre as curvas de carregamento e de descarregamento deste componente são discutidos. Um modelo quase-estático de um ACT é implementado e ajustado a uma resposta de interesse. Esse modelo é ajustado utilizando simulações de impacto por meio de simulações numéricas utilizando-se o Método de Runge-Kutta de quarta ordem. Após o ajuste do modelo, simulações de manobras de *shunting* e da dinâmica longitudinal de composições ferroviárias são realizadas para a comparação dos resultados obtidos com uma abordagem por interpolação e com um modelo quase-estático de um ACT que foi implementado neste trabalho. Os resultados indicam que a abordagem por interpolação, que foi utilizada em um trabalho anterior a este que está sendo apresentado, subestima as forças de impacto e superestima os deslocamentos que ocorrem entre os vagões.

Palavras-chaves: Dinâmica Longitudinal; Aparelhos de Choque e Tração; Simulação Numérica.

ABSTRACT

The longitudinal dynamics of rail vehicles is defined as the movement of vehicles towards the track. The internal longitudinal forces that occur between the wagons present effects in the vertical, lateral and longitudinal directions of the trains (GARG; DUKKIPATI, 1984). The longitudinal dynamics of trains have implications for comfort, damage to payloads, vehicle stability, design and fatigue of rolling stock. Subsequently, is intended to understand the internal forces of the compositions, turning to equipment failures and fatigue (COLE *et al.*, 2017). Evidence in Australia's rail industry suggests that failures in wagon connections have become the limitation for the development of heavy haul trains (WU *et al.*, 2016). The forces developed in draft gears are closely linked to the efforts presented in the connections between the wagons. The dynamic relationships of the forces present in draft gears can be used by drop hammer test data interpolations. However, this approach leads to different estimations of stiffness of the draft gear mechanism (COLE, 1998). Thus, it is interesting to use analytical mathematical models that represent the operation of the draft gear mechanism. It is presented in this work a numerical model of a railway draft gear. Initially a revision of numerical modeling used in the simulations of the longitudinal dynamics of rail vehicles is made. Also, a review of numerical approaches for the simulation of a draft gear is made. Advantages and disadvantages of the use of different coordinate systems and the treatment of the forces of the longitudinal model in numerical simulation are discussed. Not only the quasi-static modeling of a draft gear, but also the transition methods used between the loading and unloading curves of this component are discussed. A quasi-static model of a draft gear is implemented and adjusted to a response of interest. This model is adjusted using impact simulations using numerical simulations with the fourth-order Runge-Kutta method. After adjusting the model, simulations of shunting maneuvers and longitudinal dynamics of train compositions are performed for the comparison of the results obtained with an interpolation approach and with a quasi-static model of a draft gear that was implemented in this work. The results indicate that the interpolation approach, which was used in a work previous of the one that is being presented, underestimates the impact forces and overestimates the displacements that occur between the wagons.

Keywords: Longitudinal Dynamics; Draft Gear; Numerical Simulation.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2.1 – Diagrama cinético utilizado para a modelagem da composição ferroviária (COLE <i>et al.</i> , 2017).	18
Figura 2.2 – Curvas de aceleração de uma locomotiva GE BB40-9W (Dash 9W) em função da velocidade (Adaptado de material disponibilizado pela Vale S.A de forma privada) (OLIVEIRA, 2017).	20
Figura 2.3 – Desenho esquemático apresentando a descomposição da força gravitacional na direção normal e tangencial ao veículo ferroviário.	20
Figura 2.4 – Sistemas de coordenadas (COLE <i>et al.</i> , 2017).	23
Figura 2.5 – Modelo do acoplamento entre veículos ferroviários (COLE <i>et al.</i> , 2017).	24
Figura 2.6 – Modelo simplificado do acoplamento entre veículos ferroviários (COLE <i>et al.</i> , 2017).	24
Figura 2.7 – Desenho esquemático de um ACT com cunhas de fricção.	25
Figura 2.8 – Resposta do ACT em uma manobra de <i>Shunting</i> para diferentes velocidades de impacto. Podem ser observados impactos à 6km/h, 7km/h e 8km/h (WU <i>et al.</i> , 2014).	26
Figura 2.9 – Dados típicos de resposta publicada de um ACT (COLE <i>et al.</i> , 2017).	26
Figura 2.10–Instabilidade da resposta devido a descontinuidade das curvas de força do ACT.	27
Figura 2.11–Esquema de um aparelho de choque e tração de fricção (KERR; BLAIR, 1978).	29
Figura 2.12–Esquema de um aparelho de choque e tração (COLE, 1998).	30
Figura 2.13–Diagrama de um aparelho de choque e tração (COLE; SUN, 2006).	30
Figura 3.1 – Estágios de funcionamento do ACT (WU <i>et al.</i> , 2014).	31
Figura 3.2 – Análise de força nos componentes móveis.	32
Figura 3.3 – Modelo de atrito dependente da velocidade.	33
Figura 3.4 – Análise de velocidades.	34
Figura 5.1 – Resultados da simulação de <i>shunting</i> do artigo (WU <i>et al.</i> , 2014) para velocidades de impacto de 5km/h, 6km/h e 7km/h.	40
Figura 5.2 – Resultados da 1ª simulação.	41
Figura 5.3 – Resultados da 1ª simulação utilizando-se funções de fermi.	42
Figura 5.4 – Resultados da 1ª simulação utilizando-se funções de fermi - Variação do parâmetro de suavização.	42
Figura 5.5 – Influência da função de fermi - Impacto à 7 km/h	43
Figura 5.6 – Influência do fator <i>a</i> nos resultados - Impacto à 7 km/h	43
Figura 5.7 – Comparação dos métodos de transição.	44

Figura 5.8 – Gráfico de absorção dos aparelhos MARK 50 (Material disponibilizado pela Vale S.A de forma privada). (OLIVEIRA, 2017)	45
Figura 5.9 – Modelo ajustado aos dados fornecidos pela Vale S.A. para uma simulação de impacto à 3,3 m/s.	46
Figura 5.10–Resultados de simulação de shunting utilizando-se o modelo numérico de aparelho de choque e tração com os parâmetros ajustados aos dados experimentais fornecidos pela Vale S.A.	47
Figura 5.11–Respostas do ACT para simulações de manobras de <i>shunting</i>	48
Figura 5.12–Histórico das forças longitudinais dos aparelhos de choque e tração para a simulação da composição com 2 locomotivas dianteiras e 168 vagões. A composição parte de um velocidade de 0km/h a partir do terceiro ponto de aceleração	49
Figura 5.13–Esforços no ACT para toda a composição. Partida realizada com o segundo ponto de aceleração.	50
Figura 5.14–Deslocamentos no ACT para toda a composição. Partida realizada com o segundo ponto de marcha.	50
Figura 5.15–Esforços no ACT para toda a composição. Partida realizada com o quarto ponto de aceleração.	51
Figura 5.16–Deslocamentos no ACT para toda a composição. Partida realizada com o quarto ponto de marcha.	51
Figura 5.17–Forças no ACT para toda a composição. Partida realizada com o terceiro ponto de aceleração. Todos os veículos da composição partem de uma velocidade inicial de 45km/h.	52
Figura 5.18–Deslocamentos no ACT para toda a composição. Partida realizada com o terceiro ponto de aceleração.Todos os veículos da composição partem de uma velocidade inicial de 45km/h.	52
Figura 5.19–Forças no ACT para toda a composição. Partida realizada com o terceiro ponto de aceleração.Todos os veículos da composição partem de uma velocidade inicial de 45km/h.	53
Figura 5.20–Deslocamentos no ACT para toda a composição. Partida realizada com o terceiro ponto de aceleração.Todos os veículos da composição partem de uma velocidade inicial de 45km/h.	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1 – Parâmetros utilizados para a simulação do aparelho de choque e tração. Parâmetros utilizados antes de ajustar o modelo aos resultados de ACT utilizados pela Vale S.A.	40
Tabela 5.2 – Condições iniciais	41
Tabela 5.3 – Dados utilizados para o ajuste à curva experimental.	46

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ACT	Aparelho de Choque e Tração
Unicamp	Universidade Estadual de Campinas
MED	Método da dissipação de energia aproximada
MII	Método da inclinação intermediária
TQM	Teste de queda de martelo

SUMÁRIO

1	Introdução	15
1.1	Vale S.A. e as Ferrovias	15
1.2	Proposta de Trabalho	16
1.3	Objetivos	16
1.4	Organização do Texto	17
2	Revisão da Literatura	18
2.1	Dinâmica Longitudinal	18
2.1.1	Revisão da modelagem dinâmica da composição	18
2.1.1.1	Força trativa e frenagem dinâmica ($F_{t/db}$)	19
2.1.1.2	Forças gravitacionais	20
2.1.1.3	Resistência à curvatura	21
2.1.1.4	Resistência à propulsão	21
2.1.1.5	Modelo de freios pneumáticos	22
2.1.2	Sistema de coordenadas	22
2.2	Aparelho de Choque e Tração	23
2.2.1	Aparelhos de choque e tração com amortecimento por cunhas de fricção	25
2.2.1.1	Tratamento das transições entre carregamento e descarregamento	27
2.2.1.2	Modelos modelo quase-estáticos dos ACTs	28
3	Ajuste do Modelo Quase-Estático do ACT	31
3.1	Análise de forças do mecanismo	32
3.2	Forças de atrito	33
3.3	Tratamento da transição entre as curvas de carregamento e descarregamento	34
4	Simulação de impacto no ACT	36
4.1	Impacto entre dois vagões	36
4.2	Teste de Queda de Martelo	37
5	Resultados	39
5.1	Impacto entre dois vagões	39
5.1.1	Aparelho de choque e tração com amortecimento por fricção	39
5.2	Teste de Queda de Martelo - TQM	45
5.3	Comparação dos modelos por interpolação e quase-estáticos durante manobras de <i>shunting</i>	47
5.4	Simulação da dinâmica longitudinal da composição	48
6	Conclusão	54
6.1	Perspectivas Futuras	54

Referências 55

1 INTRODUÇÃO

Na dinâmica longitudinal das composições ferroviárias, os esforços longitudinais afetam nos deslocamentos verticais, laterais e longitudinais do veículo. Entretanto, a maioria dos softwares de simulação longitudinal consideram apenas as acelerações, velocidades, deslocamentos e forças longitudinais durante suas simulações. Essa abordagem simplifica a modelagem matemática, o tempo de simulação e ainda oferecem resultados que são úteis em operações e projetos ferroviários. A dinâmica longitudinal é importante na previsão de acelerações e vibrações nos veículos que estão relacionados ao conforto de passageiros, à manutenção das cargas e à estabilidade do veículo. Ainda, esses esforços longitudinais que ocorrem entre os veículos da composição possuem íntima relação com falhas mecânicas nas conexões entre vagões. Evidências mostram que essas falhas mecânicas se tornaram as limitações para o desenvolvimento de trens de carga pesada (WU *et al.*, 2016).

Os esforços desenvolvidos nos aparelhos de choque e tração estão ligados aos esforços apresentados nas conexões entre os veículos da composição ferroviária. Uma abordagem utilizada para determinar estes esforços é a interpolação de dados experimentais obtidos por testes de queda de martelo. Esses gráficos relacionam as forças com a deflexão do ACT. Foi mostrado em (COLE, 1998) que a abordagem por interpolação não estimava precisamente as rigidezes do ACT. Os testes de queda de martelo apresentaram resultados diferentes daqueles apresentados pelo ACT em condições de operação na composição ferroviária (COLE, 1998). Então, um modelo que represente o mecanismo de um aparelho de choque e tração que possa representar os esforços desenvolvidos em condições gerais de impacto se faz necessário para uma boa representação do comportamento do ACT.

Dessa maneira, neste trabalho será apresentado um modelo quase-estático que será implementado no simulador de composições ferroviários desenvolvido em (OLIVEIRA, 2017), em que a abordagem por interpolação está implementada. A modelagem quase-estática apresentada nesse trabalho representará o seu comportamento em condições gerais de impacto.

1.1 Vale S.A. e as Ferrovias

A Vale S.A. é uma mineradora multinacional brasileira, sendo a maior produtora de ferro e níquel do mundo. Além disso, ela presta serviços de logística a terceiros e, ainda, possuem usinas e centrais hidrelétricas no Brasil, no Canadá e na Indonésia.

Para garantir o transporte de seus minérios, possui uma rede de logística que integra minas, ferrovias, navios e portos. No Brasil, a Vale S.A. opera cerca de dois mil quilômetros de malha ferroviária, e tem acordos para usar linhas em países da África e na Argentina. Suas principais ferrovias são a Estrada de Ferro Vitória a Minas e a Estrada de ferro Carajás.

1.2 Proposta de Trabalho

Para o treinamento dos trabalhadores ligados à essas ferrovias, a Vale S.A. já desenvolveu em conjunto com a Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (Poli-USP) o Sistema de Realidade Virtual para Simulação de Trem. Ele permite a reprodução do comportamento dinâmico do veículo ferroviário sob diferentes condições climáticas (OLIVEIRA, 2017).

Para aperfeiçoar o modelo desenvolvido pela USP, a Vale S.A entrou em contato com os professores Dr. Auteliano Antunes dos Santos Júnior e Dr. Paulo Roberto Gardel Kurka da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas para que fossem desenvolvidos modelos computacionais referentes à Dinâmica de frenagem e Dinâmica de composições ferroviárias (OLIVEIRA, 2017).

Em (OLIVEIRA, 2017) foi desenvolvido um modelo de Dinâmica longitudinal de trens. No simulador de Oliveira (2017), obtém-se, em tempo real, os valores de posição, velocidade, força de tração na locomotiva, forças nos ACTs, entre outros dados cinéticos.

Para aperfeiçoar os resultados obtidos no simulador desenvolvido por Oliveira (2017), será aprimorado a simulação numérica do ACT utilizado implementando-se um modelo quase-estático do mecanismo presente no aparelho de choque e tração. Pois, no modelo utilizado por Oliveira (2017), faz-se uma interpolação de uma curva de força em função deslocamento que foi obtida em uma condição específica de impacto, desconsiderando-se outras condições. Dessa maneira, com o modelo quase-estático, as forças de acoplamento que são responsáveis por instabilidades do veículo, descarrilamentos e falhas mecânicas, terão resultados com comportamentos mais fiéis ao que ocorre na ferrovia.

1.3 Objetivos

O objetivo deste trabalho é aprimorar o modelo da dinâmica longitudinal de veículos ferroviários desenvolvido na dissertação de mestrado de Oliveira (2017). Nesse modelo considera-se forças de tração, forças de rolamento, arrasto aerodinâmico, resistência à curvatura, resistência ao aclive e as forças nas conexões entre os veículos que é realizada pelo aparelho de choque e tração. O simulador desenvolvido por Oliveira (2017) apresenta o comportamento em tempo real de uma composição ferroviária que será utilizado para o treinamento de maquinistas. O modelo proposto neste trabalho incluem:

1. Implementar um modelo quase-estático de um aparelho de choque e tração, o qual deve apresentar comportamentos diferentes para velocidades de impacto distintas.
2. Comparação dos resultados obtidos do ACT com os dados experimentais fornecidos pela Vale S.A. por meio de simulações de impacto realizadas com auxílio do método de Runge-Kutta de Quarta Ordem. Dessa maneira, pretende-se validar o modelo implementado e

utilizado em simulações da dinâmica longitudinal. O método de Runge-Kutta de quarta ordem será utilizado pois se permite a convergência dos resultados com maiores discretizações de tempo, se comparado com o método de Euler para integrações numéricas. Com a discretização de tempo maior, diminui-se o tempo de simulação que será importante para as aplicações em simulações em tempo real.

3. Comparar resultados entre o modelo por interpolação e o modelo quase-estático implementado utilizando o simulador desenvolvido em (OLIVEIRA, 2017). Assim, pretende-se analisar a influência do modelo quase-estático nas respostas dinâmicas apresentadas pela composição ferroviária.

1.4 Organização do Texto

No Capítulo 2 é apresentada a revisão da literatura sobre dinâmica longitudinal de veículos ferroviários e a modelagem de aparelhos de choque e tração. As vantagens e desvantagens do uso de diferentes sistemas de coordenadas na simulação numérica é realizada. Esforços envolvidos no desenvolvimento do modelo longitudinal da composição ferroviária são mostrados e comentados. Ainda, nos modelos de aparelho de choque e tração, são abordados não só a modelagem quase-estática, como também os métodos de transição propostos entre as curvas de carregamento e descarregamento.

No Capítulo 3 é detalhado o modelo quase-estático do ACT utilizado neste trabalho, que leva em consideração não só o deslocamento relativo do ACT (Modelo por interpolação), como também a velocidade relativa (Modelo quase-estático). No Capítulo 4 é explicada a realização das simulações de impacto.

No Capítulo 5, esse modelo é ajustado para que consiga modelar o ACT de interesse do projeto. Após realizar esse ajuste, simulações de manobras de *shunting* são realizadas para se fazer comparações entre os modelos numéricos de ACT. Manobras de *shunting* são utilizadas para montar o material circulante na composição ferroviária com auxílio de um tipo de locomotiva denominada *shunter*. Essas locomotivas realizam o impacto entre os materiais circulantes com o intuito de acoplá-los, levando à altos esforços nesses acoplamentos. Simulações da dinâmica longitudinal de uma composição ferroviária utilizando-se o modelo por interpolação e quase-estático do ACT são realizadas. Finalmente, a comparação dos resultados entre os dois modelos é realizada.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 Dinâmica Longitudinal

A dinâmica longitudinal de veículos ferroviários é definida como o movimento dos veículos na direção da via. As forças longitudinais internas que ocorrem entre os vagões apresentam efeitos nas direções vertical, lateral e longitudinal dos trens (GARG; DUKKIPATI, 1984).

A dinâmica longitudinal de trens tem implicações no conforto, dano nas cargas, estabilidade do veículo, projeto e fadiga do material circulante. Provavelmente, no início, seu estudo foi motivado pelo aumento do conforto dos passageiros. Posteriormente, buscou-se entender as forças internas das composições, voltando-se para falhas dos equipamentos e fadiga. Então, no começo da década de 90, começaram-se a estudar descarrilamentos causados pelas forças nas conexões das composições (COLE *et al.*, 2017).

O cerne do problema da dinâmica longitudinal é a precisão da modelagem das conexões das composições, que será tratado no capítulo 3.

2.1.1 Revisão da modelagem dinâmica da composição

Usualmente, na modelagem da dinâmica longitudinal, não são consideradas movimentações verticais ou laterais dos veículos. Esse tipo de simplificação é empregada por todos os pacotes comerciais para simulação específica de veículos ferroviários (COLE *et al.*, 2017).

As equações de movimento são determinadas considerando-se massa pontuais. Ao realizar o diagrama cinético, observa-se que os veículos podem ser divididos em três grupos: condutor (m_1), entre-trens (m_i) e cauda (m_n), conforme é apresentado na Figura 2.1. Todos os veículos da composição são sujeitos a forças resistivas, forças da conexão e forças da gravidade. Freio dinâmico e forças de tração são adicionados aos veículos motorizados.

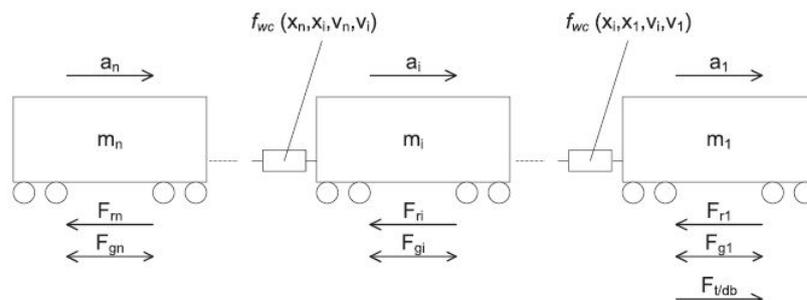


Figura 2.1 – Diagrama cinético utilizado para a modelagem da composição ferroviária (COLE *et al.*, 2017).

Na Figura 2.1, o termo a é a aceleração do veículo, F_{wc} é a função que descreve o comportamento da conexão entre os vagões, m é a massa do veículo, v é a velocidade do veículo, x é o deslocamento do veículo, F_g é a força nos componentes provocada pela gravidade nos percursos inclinados, F_r é a soma das forças resistivas, $F_{t/db}$ são as forças de tração e freio dinâmico. Dessa maneira, tem-se o modelo apresentado pelas Equações 2.1 à 2.3, que são utilizados neste trabalho.

$$m_1 a_1 + f_{wc}(v_1, v_2, x_1, x_2) = F_{t/db1} - F_{r1} - F_{g1} \quad (2.1)$$

$$m_i a_i + f_{wc}(v_i, v_{i-1}, x_i, x_{i-1}) + f_{wc}(v_i, v_{i+1}, x_i, x_{i+1}) = F_{t/dbi} - F_{ri} - F_{gi} \quad (2.2)$$

$$m_n a_n + f_{wc}(v_n, v_{n-1}, x_n, x_{n-1}) = F_{t/dbn} - F_{rn} - F_{gn} \quad (2.3)$$

Essas forças presentes no modelo da dinâmica longitudinal serão apresentadas nos itens a seguir.

2.1.1.1 Força trativa e frenagem dinâmica ($F_{t/db}$)

Na dinâmica longitudinal de trens, a modelagem das forças trativas são baseadas em curvas de desempenho dos fabricantes, como é mostrado na Figura 2.2.

Essas curvas podem ser interpoladas, entretanto, para uma modelagem mais precisa, deve-se levar em consideração a eficiência do sistema, o efeito da temperatura em diferentes velocidades do trem e também algumas características de controle. É comum que fabricantes de locomotivas divulguem a Força Trativa Máxima (FTM) e a Força Trativa Máxima Contínua (FTMC). A FTMC representa a força de tração máxima entregue na máxima aceleração após o sistema de tração ter atingido a máxima temperatura nominal de operação. Isso deve ser levado em consideração, pois a resistência dos enrolamentos do motor diminui à medida que a temperatura aumenta, dessa maneira, a potência máxima entregue pelo motor diminui. (COLE *et al.*, 2017)

Ao se tratar de forças trativas, também deve ser levado em consideração a adesão entre a roda e o trilho. A medida que os controles de tração foram melhorando, observou-se um aumento dos níveis de adesão, passando de 0,2 para 0,35, sendo que alguns fabricantes dizem ter atingido o valor de 0,52. (COLE *et al.*, 2017)

Ainda, os motores de tração também podem ser utilizados para desacelerar o veículo por meio da frenagem dinâmica. As forças de tração e de frenagem são limitadas não só pela adesão entre as rodas e trilho, como também pela potência e performance dinâmica do sistema de transmissão.

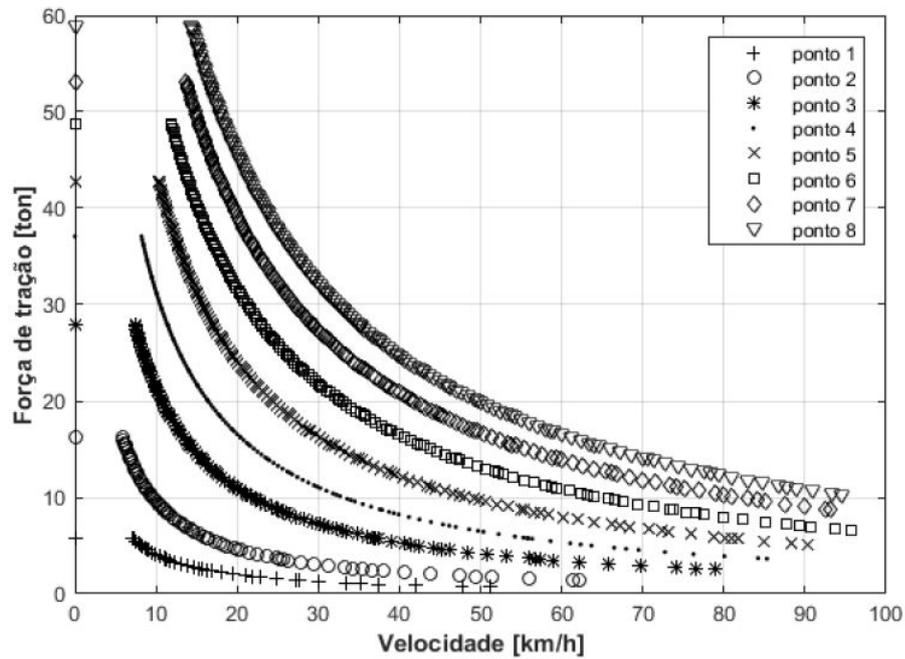


Figura 2.2 – Curvas de aceleração de uma locomotiva GE BB40-9W (Dash 9W) em função da velocidade (Adaptado de material disponibilizado pela Vale S.A de forma privada) (OLIVEIRA, 2017).

Para a simulação realizada neste trabalho, foram interpoladas oito curvas de desempenho, correspondentes a oito pontos de marcha fornecidos pelo fabricante e apresentadas na Figura 2.2.

2.1.1.2 Forças gravitacionais

As forças gravitacionais são inseridas no modelo apenas considerando suas componentes longitudinais e normais aos veículos (Figura 2.3). Essas forças podem tanto ter um efeito de força resistiva como também se somar à influência da força trativa na composição.

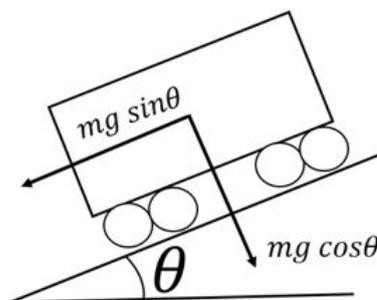


Figura 2.3 – Desenho esquemático apresentando a decomposição da força gravitacional na direção normal e tangencial ao veículo ferroviário.

2.1.1.3 Resistência à curvatura

A resistência à curvatura utilizada neste modelo corresponde à sua influência na dinâmica longitudinal no veículo. Quando a composição está percorrendo um raio de curva prescrito pela linha ferroviária, há uma força resistiva na direção longitudinal do veículo, desacelerando a composição ferroviária. Essa resistência é influenciada pelo projeto e condição do veículo, superelevação, raio de curva e perfil e lubrificação do trilho. Uma das formulações para se considerar a resistência no deslocamento longitudinal devido às curvas no trilho é apresentado por Profillidis (PROFILLIDIS, 1995) e é dado pela Equação 2.4:

$$r_c = 0.01 \frac{k}{R_c}, \quad (2.4)$$

onde, r_c é resistência específica (KN/t), k é um parâmetro adimensional relacionado ao projeto do trem e R_c é o raio de curva do plano horizontal (m).

Neste trabalho, utiliza-se uma expressão empírica em que se relaciona apenas o raio de curva com a força resistiva. Essa expressão é apresentada em (SPIRYAGIN *et al.*, 2017) e é dada pela Equação 2.5:

$$F_{cr} = \frac{6116}{R}, \quad (2.5)$$

onde, R é o raio de curva em metros e a densidade de força resistiva (F_{cr}) é dada em N/t e corresponde à força resistiva por massa do veículo.

2.1.1.4 Resistência à propulsão

A forças incluídas nessa resistência estão presentes na composição durante todo o seu trajeto. As expressões empíricas desenvolvidas para modelar essa força resistiva são as que apresentam os resultados mais fiéis aos comportamentos observados nas operações ferroviárias. A expressão utilizada tem a forma apresentada na Equação 2.6 (HAY, 1982):

$$R = A + BV + CV^2 \quad (2.6)$$

onde, os termos A e B estão relacionados com as resistências mecânicas. Dessa maneira, são relacionadas à massa e com influência considerável à baixas velocidades. O termo C está relacionado às forças aerodinâmicas e então, possuem intensidade considerável à altas velocidades.

Os termos A, B e C podem ser ajustados utilizando-se respostas de testes de desaceleração. Alguns outros autores desenvolveram métodos para se calcular esses termos por meio de características do veículo (ROCHARD; SCHMID, 2000). Neste trabalho será utilizado

o modelo empírico de Davis modificado que é apresentado em (HAY, 1982) e (COLE *et al.*, 2017) e pode ser observado na Equação 2.7:

$$R = K_a \left(2,943 + \frac{89,2}{m_a} + 0,0306V + \frac{1,741K_{ad}V^2}{m_a n} \right) \quad (2.7)$$

onde, K_a é um fator de ajuste dependente do tipo do truque, K_{ad} é uma constante dependente do tipo do carro, m_a é a massa suportada pelo eixo, em toneladas, n é o número de eixos, e V é a velocidade em quilômetros por hora (OLIVEIRA, 2017).

2.1.1.5 Modelo de freios pneumáticos

Os sistemas são controlados por meio de uma onda de pressão que parte das locomotivas. Essa onda percorre o encanamento à uma velocidade entre 250 m/s e 300 m/s . A resposta de cada vagão à um estímulo de frenagem ocorrem em tempos diferentes, interferindo significativamente na dinâmica da locomotiva.

Para inserir essas forças na simulação, uma simulação de dinâmica de fluídos em paralelo à simulação de dinâmica de trens deve ser feita. A modelagem desse sistema não será realizada neste trabalho pois a influência da frenagem nessa composição e no ACT não será analisada.

2.1.2 Sistema de coordenadas

O primeiro sistema de coordenadas utilizado para simulações de dinâmica longitudinal foi o apresentado na Figura 2.4 (a), que é o sistema de coordenadas inercial. Esse sistema é simples de ser implementado. Entretanto, para simulações com longas distâncias percorridas, a grande diferença entre as grandezas da distância percorrida pela composição e do deslocamento do Aparelho de Choque e Tração (ACT), pode levar a erros de truncamento (KERR; BLAIR, 1978). Estudos recentes indicaram que esses erros de truncamento só são expressivos quando são usados tipos de dados de precisão simples (WU *et al.*, 2016).

Devido à esses problemas, foi proposto por Kerr e Blair (KERR; BLAIR, 1978) a utilização de um referencial não inercial, como é apresentado na Figura 2.4 (b). Nesse sistema, o primeiro veículo da composição ainda está relacionado a um referencial inercial, entretanto, os outros veículos estão relacionados ao veículo posicionado imediatamente à sua frente. Este sistema solucionou o problema do erro de truncamento, mas os resultados cinemáticos dos vagões foram prejudicados pois as posições, velocidades e acelerações posteriores ao primeiros, trazem erros acumulados dos veículos anteriores.

Considerando os problemas anteriormente descritos, foi proposto um novo sistema de coordenadas (WU *et al.*, 2016), que pode ser visto na Figura 2.4 (c). Esse sistema é igual ao

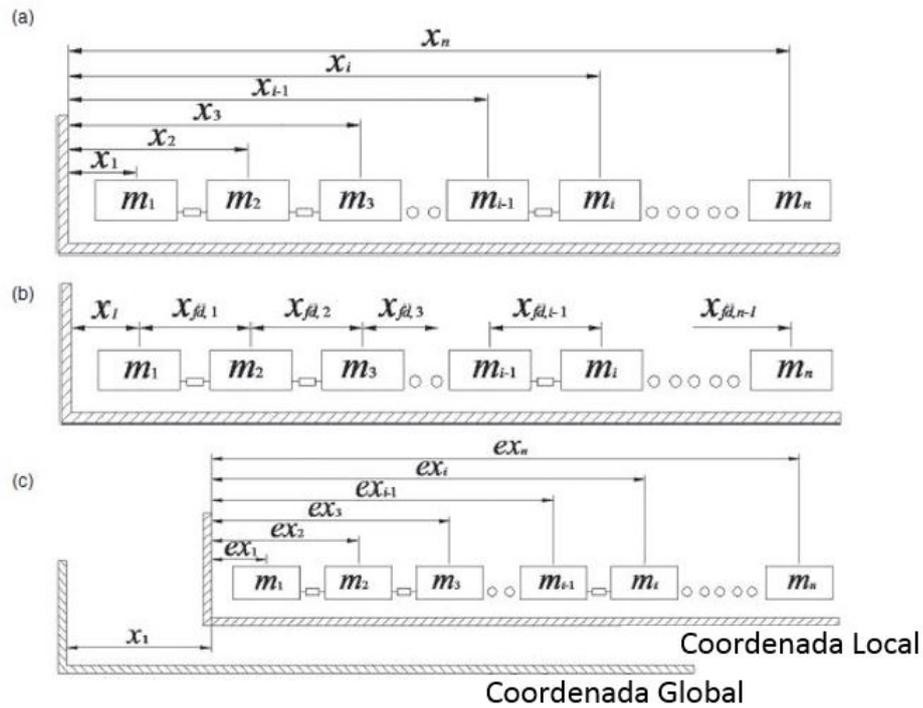


Figura 2.4 – Sistemas de coordenadas (COLE *et al.*, 2017).

sistema de coordenadas inercial (Figura 2.4 (a)), entretanto, a cada 100s é realizado o seguinte ajuste:

$$ex_i = ex_i - ex_1 \quad (2.8)$$

$$x_1 = x_1 + ex_1 \quad (2.9)$$

Utilizando-se tipos de dados de precisão simples, esse método provou ter a mesma precisão computacional obtida com o sistema inercial com tipos de dados com precisão dupla. Ainda, o tempo de simulação computacional conseguiu ser diminuído em 10% (WU *et al.*, 2016).

Nesse trabalho, utiliza-se o sistema de coordenadas inercial, apresentado na Figura 2.4(a), devido a sua facilidade de implementação e precisão satisfatória para a simulação empregada.

2.2 Aparelho de Choque e Tração

Para que os esforços desenvolvidos não sejam transmitidos através de movimentos bruscos e prejudiciais ao funcionamento da composição ferroviária, é necessário que os deslocamentos dos engates sejam controlados por dispositivos amortecedores. Esses dispositivos

utilizados são os aparelhos de choque e tração. Existem não só ACT com sistema de gancho puxador e amortecedor, como também com sistema de acoplamento automático.

Ao se modelar as conexões entre os vagões, deve-se levar em conta as folgas do engate, o comportamento do ACT e a rigidez estrutural do veículo (COLE, 1998)(COLE *et al.*, 2017), como é observado na Figura 2.5. Entre dois veículos da composição, são posicionados dois ACTs que são conectados entre si por engates. Cada ACT é conectado a um dos veículos. Dessa maneira, para modelar as forças entre os vagões, deveriam ser considerados dois ACTs separadamente no modelo, como também é apresentado na Figura 2.5.

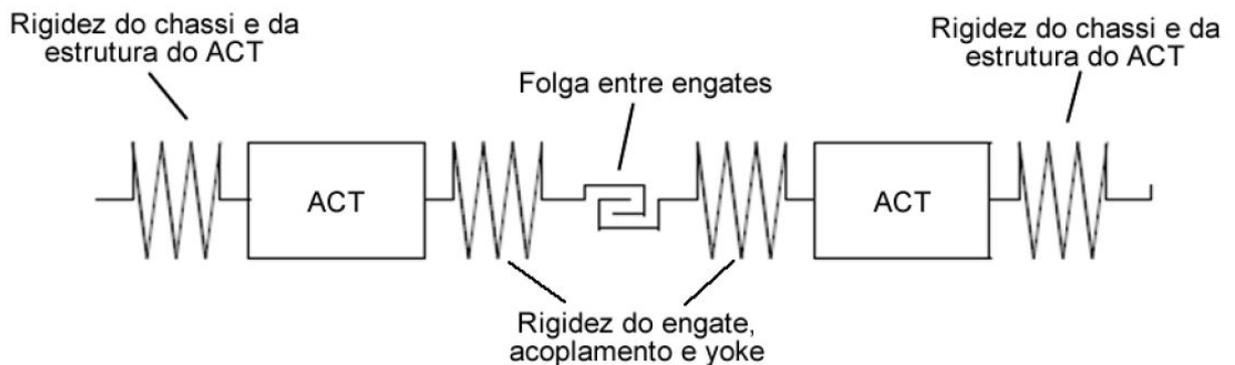


Figura 2.5 – Modelo do acoplamento entre veículos ferroviários (COLE *et al.*, 2017).

Entretanto, esse modelo pode ser simplificado para apenas um modelo combinado dos ACTs da conexão e uma mola para representar a rigidez de travamento ou rigidez limite (COLE, 1998)(COLE *et al.*, 2017) (Figura 2.6). Para combinar os dois ACTs da conexão entre os veículos, durante simulação, considera-se que durante tração e compressão, o par de ACT têm a mesma deflexão. Dessa maneira, o deslocamento entre os dois veículos é dividido por dois e utilizado no modelo de cálculo da força do ACT individual.

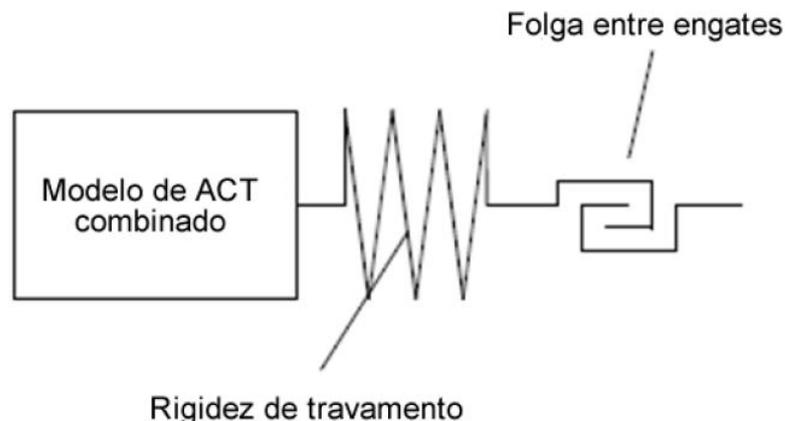


Figura 2.6 – Modelo simplificado do acoplamento entre veículos ferroviários (COLE *et al.*, 2017).

Os tipos de aparelhos de choque e tração que serão estudados são os que possuem sistemas de acoplamento automático e dissipação de energia por fricção.

2.2.1 Aparelhos de choque e tração com amortecimento por cunhas de fricção

Os ACTs com amortecimento por cunhas de fricção (Figura 2.7) são de baixo custo e de simples construção. Entretanto, por se trabalhar com o atrito, apresentam comportamento instável e seus componentes se desgastam facilmente.

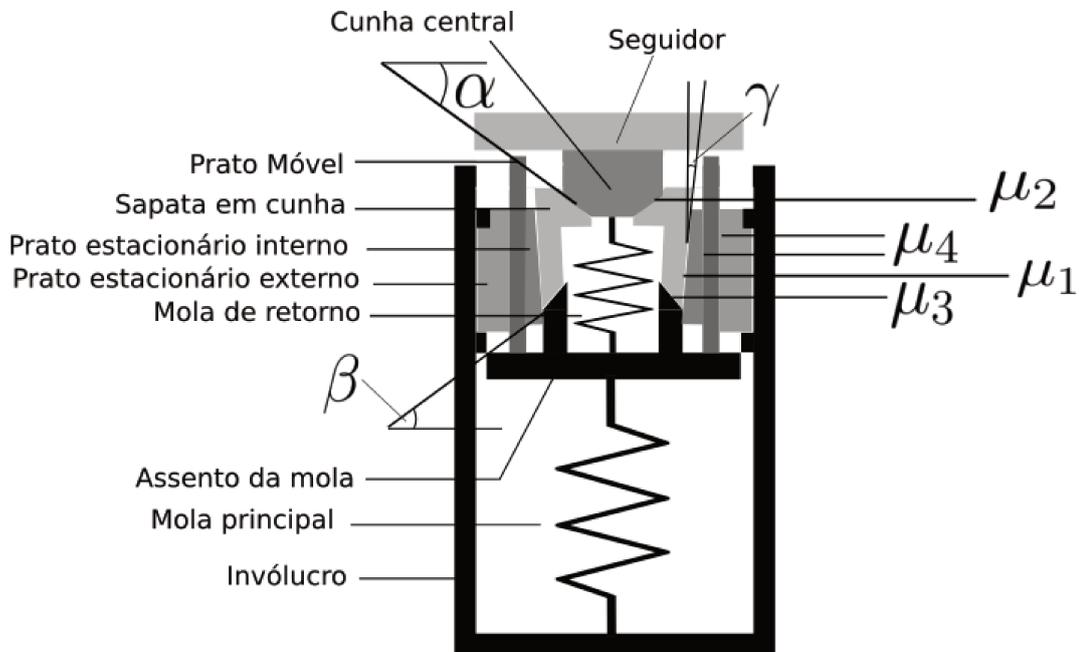


Figura 2.7 – Desenho esquemático de um ACT com cunhas de fricção.

A modelagem desses mecanismos são complexos pois envolvem rigidez não-linear, folgas, atritos, pré-carregamentos entre outros fatores. Pode ser observado na Figura 2.8 a resposta de um ACT (WU *et al.*, 2014) onde verifica-se um fenômeno de histerese entre os processos de carregamento e descarregamento. Ainda, observa-se o comportamento de pico de força, em que o ACT se torna mais rígido a medida que o fim do processo de carregamento se aproxima. Isso pode ser explicado devido à diminuição da velocidade relativa entre as superfícies ao fim do carregamento, que leva ao aumento do coeficiente de atrito.

Os dados publicados de unidades de Aparelhos de choque e tração (Figura 2.9) são resultados de um teste de queda de martelo, em que uma massa de 12,27 toneladas atinge o ACT à 3,3 m/s. Foi percebido que a rigidez desses ACTs eram muito maiores para veículos em condições normais de operação do que aqueles indicados pelo teste de queda de martelo (COLE, 1998). Isso se deve ao fato de que o teste de queda de martelo simula condições extremas de operação do ACT, sendo que a diferença de velocidade entre essas condições de operação levam a comportamentos diferentes do atrito no funcionamento do Aparelho de Choque e Tração.

Na Figura 2.8, pode-se observar uma descontinuidade entre os processos de carregamento e descarregamento. Em simulações numéricas, essas descontinuidades podem levar a algumas instabilidades nas respostas pois as forças no ACT estão constantemente sendo troca-

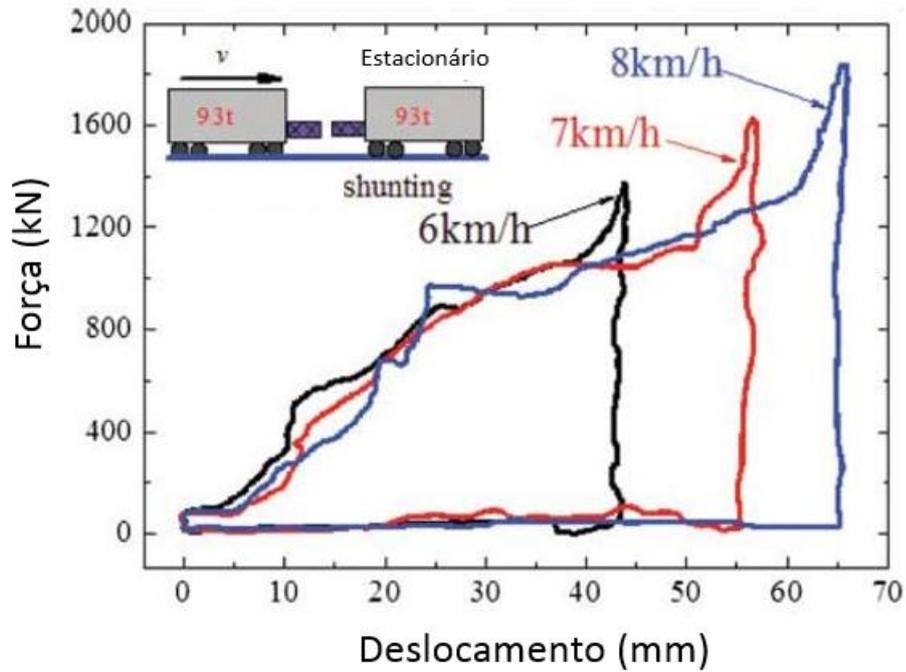


Figura 2.8 – Resposta do ACT em uma manobra de *Shunting* para diferentes velocidades de impacto. Podem ser observados impactos à 6km/h, 7km/h e 8km/h (WU *et al.*, 2014).

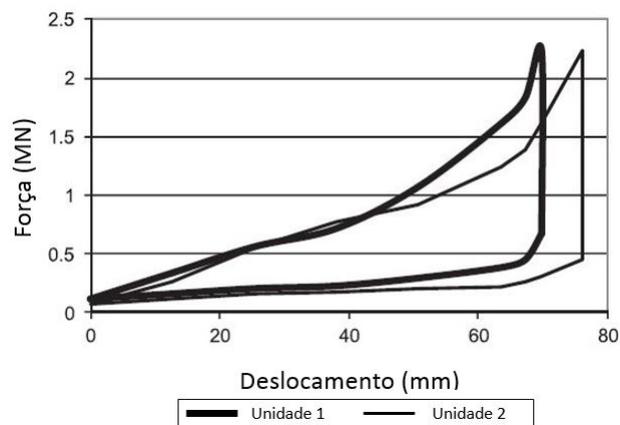


Figura 2.9 – Dados típicos de resposta publicada de um ACT (COLE *et al.*, 2017).

das entre as curvas de carregamento e descarregamento, como pode ser visto na Figura 2.10 (WU *et al.*, 2014). Esse fenômeno é chamado de resposta de comutação.

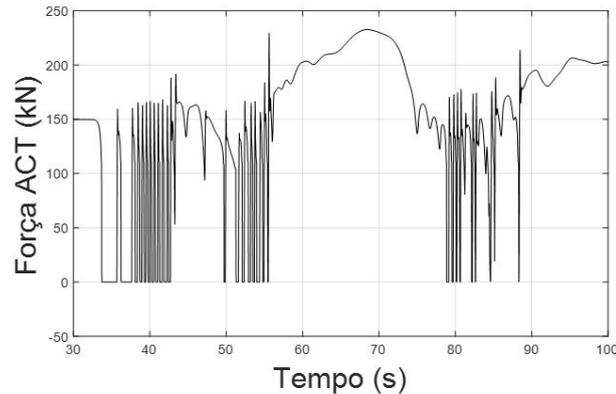


Figura 2.10 – Instabilidade da resposta devido a descontinuidade das curvas de força do ACT.

Para lidar com essas instabilidades, são utilizadas algumas técnicas para realizar a transição entre carregamento e descarregamento a fim de se aliviar essas descontinuidades (Seção 2.2.1.1).

2.2.1.1 Tratamento das transições entre carregamento e descarregamento

No simulador americano *Train Operation Simulator* (TOS) é utilizada abordagem de inclinação intermediária para lidar com a transição (Equação 2.10):

$$F(x_t, v_t) = F(x_{t-\Delta t}, v_{t-\Delta t}) + k(x_t - x_{t-\Delta t}) \quad (2.10)$$

onde, x_t e $x_{t-\Delta t}$ são deflexões do ACT no passo presente e no passo anterior, respectivamente. Ainda, v_t e $v_{t-\Delta t}$ são as velocidades do ACT também no passo presente e no passo anterior, respectivamente. O termo F é a força do ACT e k é a inclinação intermediária das curvas. Esse método de transição foi comentado primeiramente em (KERR; BLAIR, 1978) e foi posteriormente usados em outros artigos (WU *et al.*, 2018)(WU *et al.*, 2014).

Para o simulador europeu *E-Train* (WITT; MULLER, 1999), utiliza-se uma abordagem de suavização da curva de transição (Equação 2.11):

$$F = \psi(v)f_u(x) + (1 - \psi(v))f_l(x) \quad (2.11)$$

onde v é a velocidade relativa do mecanismo do ACT e $f_u(x)$ e $f_l(x)$ são as curvas das forças de descarregamento e carregamento, respectivamente. Os efeitos dessa transição em simulações de composições ferroviárias também foi estudado em (ECKERT *et al.*, 2019).

Em (CHELI; MELZI, 2010), foi desenvolvido um modelo para um sistema de acoplamento gancho-amortecedor. Nesse modelo, a estratégia de suavização da transição já é inserida no modelo da força de atrito por meio de uma função arco tangente (Equação 2.12):

$$F_f = \mu_1 M (1 + \mu_2 x) \arctan(\mu_3 v), \quad (2.12)$$

onde, os termos μ_i são os coeficientes de atrito e M é o momento no “*Buffer Head*”. A força de atrito F_f é uma das componentes da modelagem da força do dispositivo estudado em (CHELI; MELZI, 2010).

Enquanto em (CHELI; MELZI, 2010) tem-se a utilização da função arco tangente como transição, também há exemplos de funções tangente hiperbólica sendo utilizados em equationamentos de força (CRUCEANU *et al.*, 2010) para serem utilizados como tratamentos de transição.

Neste trabalho será utilizado a estratégia de tratamento da transição denominado Método da Dissipação de Energia aproximada (MDE) publicada em (ECKERT *et al.*, 2019) e que é apresentado na Seção 3.3.

2.2.1.2 Modelos modelo quase-estáticos dos ACTs

Os simuladores americanos (TOS) utilizam dados experimentais obtidos dos Aparelhos de choque e tração e interpolam esses valores tabelados nas simulações. Para essas abordagens, são utilizadas curvas experimentais de carregamento e descarregamento. O problema desse método, é que são utilizadas tabelas fixas e não são consideradas as mudanças de velocidade com o impacto (COLE *et al.*, 2017).

É apresentado em (WARD; LEONARD, 1974) um modelo, em que é simulado o efeito de pico de força. Nessa abordagem, não é feita a modelagem dinâmica dos componentes presentes no ACT. É assumido um formato de uma expressão cujo comportamento represente a resposta apresentada pelo ACT. Após isso, um método de identificação é utilizado para se determinar os valores dos parâmetros utilizados. A Equação utilizada para representar a resposta do ACT é apresentada na Equação 2.13:

$$F = c_1 v + k_1 x + k_2 |x| \operatorname{sgn}(v) + k_3 x^3, \quad (2.13)$$

em que, F , x e v são a força do ACT, a deflexão e a velocidade de trabalho, respectivamente. O termo c_1 é o coeficiente de amortecimento viscoso equivalente, k_1 e k_2 simula comportamento histerético linear, o último termo busca simular a pico de força. A função " $\operatorname{sgn}(v)$ " tem como resposta os valores de -1 e $+1$. Caso o valor de " v " seja negativo, " $\operatorname{sgn}(v)$ " apresentará a resposta -1 . Caso o valor de " v " seja positivo, a resposta da função será $+1$.

Posteriormente, o artigo (HSU; PETERS, 1978), em resposta ao artigo (WARD; LEONARD, 1974), afirma que o comportamento do pico de força é influenciado pela transição entre atrito estático e cinético. Dessa maneira, ele propõe o seguinte modelo:

$$F = \begin{cases} F_0 + k_1x + k_2x \exp\left(\frac{-v}{v_e}\right) & v < 0 \\ F_0 + k_3x & v > 0 \end{cases} \quad (2.14)$$

onde é incorporado a pré-carga no modelo por meio do termo F_0 . Os termos k_1 e k_3 representam a rigidez de carregamento e descarregamento, respectivamente. O termo k_2 é a rigidez não linear que modela o pico de força e v_e é a velocidade crítica.

Em (KERR; BLAIR, 1978), um artigo destinado ao estudo de soluções de sistemas de equações diferenciais aplicados à dinâmica longitudinal de composições ferroviárias, é utilizado um modelo de ACT em que é levado em consideração o atrito e as angulações das cunhas de fricção na determinação das forças desenvolvidas nos aparelhos de choque (Figura 2.11). Ainda, são considerados os estágios de compressão e tração do mecanismo, atribuindo comportamentos diferentes nos dois momentos, resultados que são observados em dados experimentais.

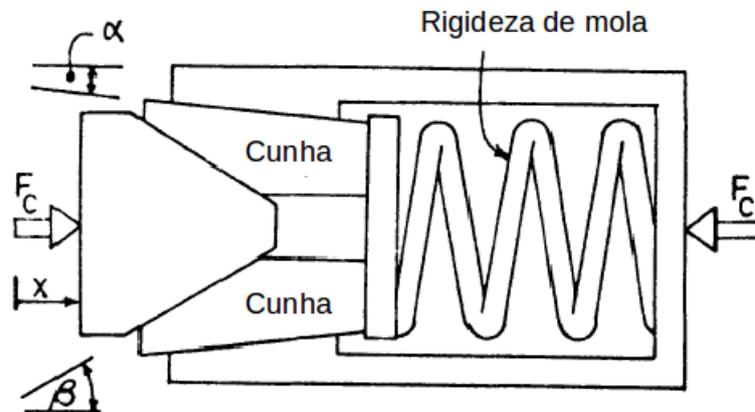


Figura 2.11 – Esquema de um aparelho de choque e tração de fricção (KERR; BLAIR, 1978).

Em (COLE, 1998), foram realizados testes com uma composição composta por 102 vagões de carvão e dados de força e deflexão dos aparelhos de choque e tração foram colhidos. Os dados mostraram que a rigidez equivalente do ACT era dependente da severidade do impacto que ocorriam neles. Esses dados evidenciaram a necessidade de um modelagem desses mecanismos que considerassem mudanças de comportamento para diferentes condições de impacto. Nesse mesmo artigo, é proposto um modelo simples de ACT em que é considerado um modelo simples de cunha de atrito (Figura 2.12).

A equação que representa a força do ACT nesse modelo é dado pela Equação 2.15:

$$F = f(x)g(F_f), \quad (2.15)$$

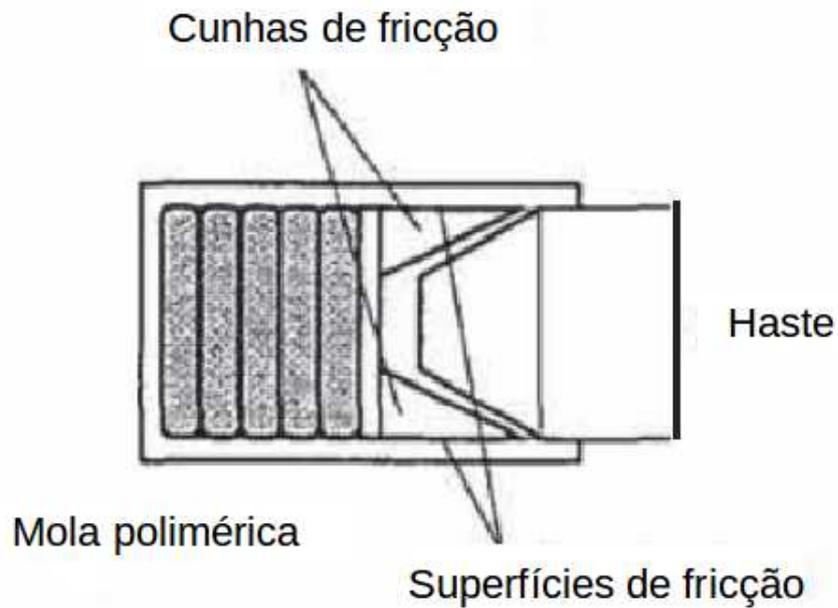


Figura 2.12 – Esquema de um aparelho de choque e tração (COLE, 1998).

onde, o termo $f(x)$ é a função que representa a força da mola presente no ACT. O termo F_f é a força de atrito e $g()$ é a função que relaciona a força na mola com as forças presentes na cunha de atrito.

Em (COLE; SUN, 2006), é apresentado um modelo de forças de ACT dependentes dos ângulos da cunha e de forças de atrito estático e dinâmico. Ainda, são realizadas análises de condições de auto-travamento dessas cunhas. O desenho esquemático do modelo de ACT proposto é apresentado na Figura 2.13.

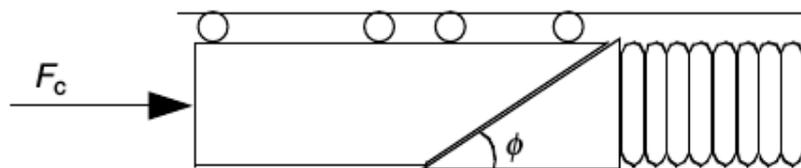


Figura 2.13 – Diagrama de um aparelho de choque e tração (COLE; SUN, 2006).

O modelo de ACT utilizado como base para esse trabalho, é aquele descrito em (WU *et al.*, 2014) e será apresentado no próximo capítulo.

3 AJUSTE DO MODELO QUASE-ESTÁTICO DO ACT

O modelo proposto para simulação do aparelho de choque e tração é baseado em (WU *et al.*, 2014) adicionando-se o tratamento de transição publicado em (ECKERT *et al.*, 2019). Ainda, para conseguir diminuir o tempo de simulação são utilizados, na programação, funções de fermi no lugar dos condicionais "if", como foi apresentado em (OLIVEIRA, 2017).

Nesse modelo, são considerados 4 estágios, que podem ser observados na Figura 3.1:

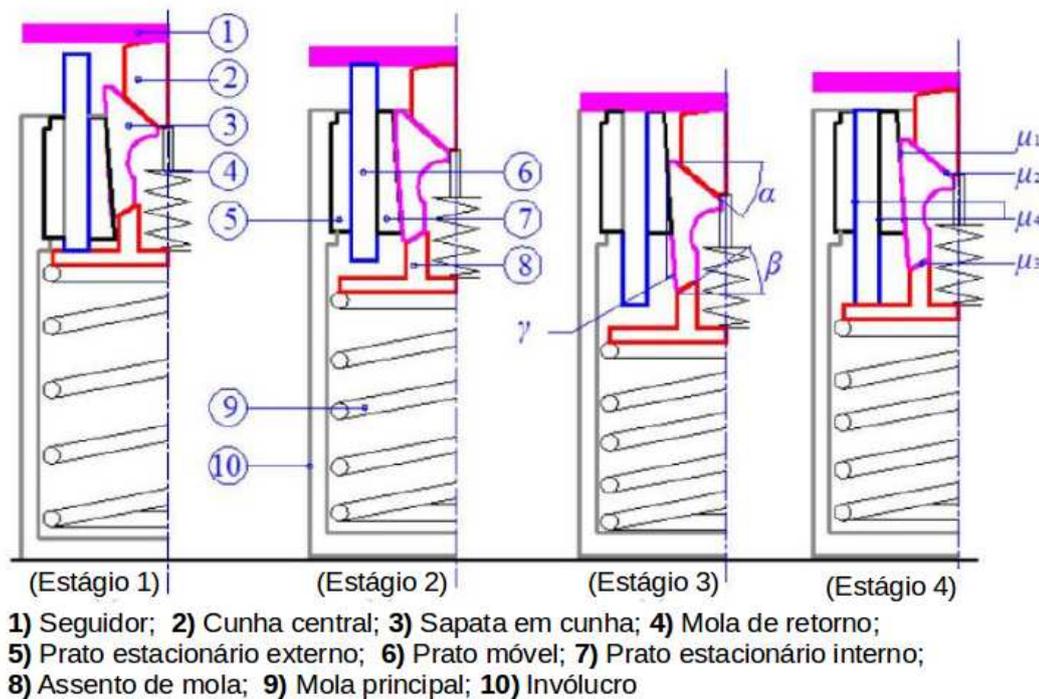


Figura 3.1 – Estágios de funcionamento do ACT (WU *et al.*, 2014).

- **Estágio 1:** Durante o carregamento, o seguidor (1) ainda não tocou nos pratos móveis (6), como mostrado na Figura 3.1. Os componentes associados às forças no ACT estão relacionados à cunha central (2), à sapata em cunha (3), ao assento da mola (8) e à mola (9).
- **Estágio 2:** Durante o carregamento, o seguidor (1) já tocou os pratos móveis (6), aumentando as forças de atrito e a dissipação de energia (Figura 3.1). As forças são aplicadas na cunha central (2) e nos pratos móveis (6).
- **Estágio 3:** Começa a ocorrer o descarregamento do ACT e o assento da mola (8) ainda não tocou os pratos móveis (6), como mostrado na Figura 3.1.

- **Estágio 4:** O descarregamento continua e o assento da mola (8) passa a tocar os pratos móveis (6), como mostrado na Figura 3.1. O assento da mola (8) e os pratos móveis (6) são empurrados pela mola principal (9).

3.1 Análise de forças do mecanismo

Os Aparelhos de Choque e Tração são normalmente pré-carregados durante a instalação. As forças da mola principal e da mola de retorno são calculadas da seguinte maneira:

$$F_{sm} = k_m(x_{m0} + x_f) \quad (3.1)$$

$$F_{sr} = k_r x_{r0} \quad (3.2)$$

onde k_m e k_r são as rigidezes da mola principal e de retorno, respectivamente. Ainda, x_{m0} e x_{r0} são as deflexões iniciais da mola principal e de retorno, utilizada para representar a pré-carga de instalação do aparelho de choque e tração. Finalmente, x_f é o deslocamento do ACT.

Realizando uma análise de força nos componentes móveis (Figura 3.2), a força F_i é calculada pela Equação 3.3 (WU *et al.*, 2014):

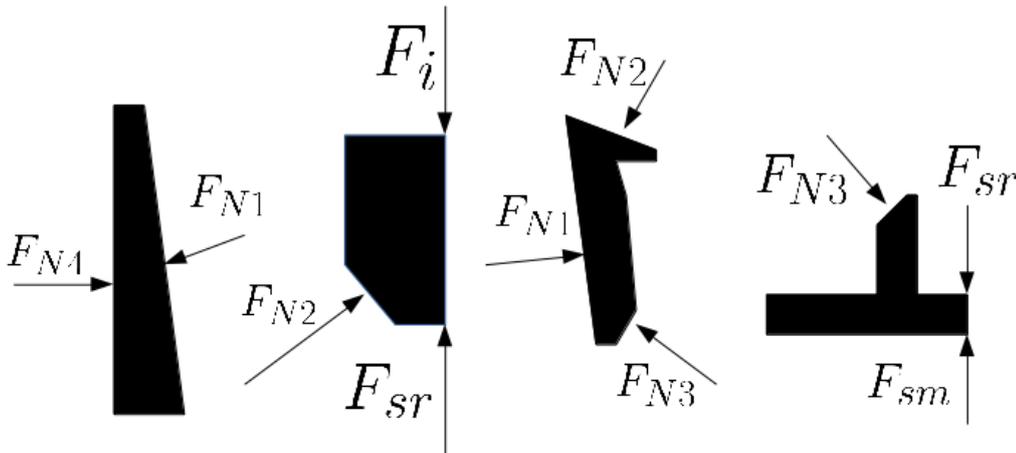


Figura 3.2 – Análise de força nos componentes móveis.

$$F_i = \psi_i F_{sm} - (\psi_i - 1) F_{sr}, \quad (i = 1, 4) \quad (3.3)$$

onde,

$$\psi_1 = \frac{1 + \tan(\beta + \arctan \mu_3) \tan(\gamma + \arctan \mu_1)}{1 - \tan(\alpha + \arctan \mu_2) \tan(\gamma + \arctan \mu_1)} \quad (3.4)$$

$$\psi_2 = \psi_1 + \frac{2(1 - \mu_1 \tan \gamma) \mu_4 (\psi_1 - 1)}{\mu_1 + \tan \gamma} \quad (3.5)$$

$$\psi_3 = \frac{1 + \tan(\beta - \arctan \mu_3) \tan(\gamma - \arctan \mu_1)}{1 - \tan(\alpha - \arctan \mu_2) \tan(\gamma + \arctan \mu_1)} \quad (3.6)$$

$$\psi_4 = \frac{(\tan(\gamma) - \mu_1) \psi_3}{\tan(\gamma)(1 - 2\mu_1 \mu_4 + 2\mu_1 \mu_4 \psi_3) + 2\mu_4 \psi_3 - 2\mu_4 - \mu_1} \quad (3.7)$$

e $i = 1, 4$ representam os quatro estágios de funcionamento do ACT.

3.2 Forças de atrito

O modelo utilizado para representar o atrito  o exponencial e dependente da velocidade (BERGER, 2002), apresentado na equação abaixo:

$$\mu = \mu_k + (\mu_s - \mu_k) \exp(-h_3 |V_{rel}|), \quad (3.8)$$

onde μ_k e μ_s são os coeficiente de atrito cinético e estático, respectivamente. O termo h_3  um número positivo que controla a taxa de mudança do coeficiente de atrito devido  mudança de velocidade.

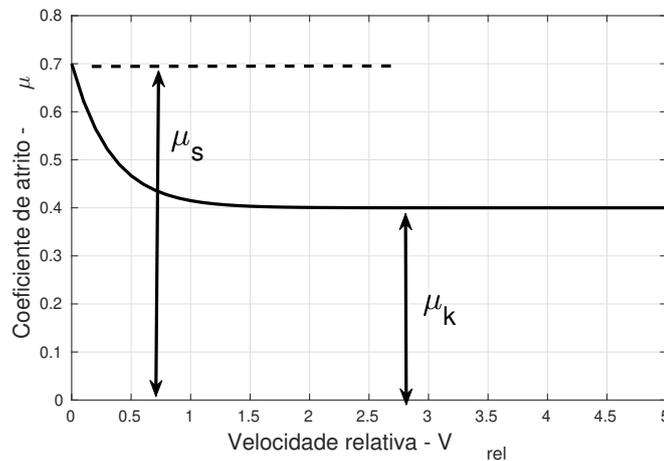


Figura 3.3 – Modelo de atrito dependente da velocidade.

Para utilizar esse modelo, deve-se conhecer as velocidades relativas entre os componentes que apresentam as forças de atrito (Figura 3.1). Para isso, faz-se a relação de velocidades apresentada na Figura 3.4, onde obtm-se as seguintes relações (WU *et al.*, 2014):

$$v_1 = \frac{\cos \alpha}{\cos(\alpha + \gamma)} v_f, \quad (3.9)$$

$$v_2 = \frac{\sin \gamma}{\cos(\alpha + \gamma)} v_f, \quad (3.10)$$

$$v_3 = \frac{\cos \alpha \sin \gamma}{\cos(\alpha + \gamma) \cos \beta} v_f, \quad (3.11)$$

e

$$v_4 = \begin{cases} \frac{\cos(\alpha) \cos(\gamma - \beta)}{\cos(\alpha + \gamma) \cos \beta} v_f & i = 4 \\ v_f & i = 2 \end{cases} \quad (3.12)$$

onde v_f é a velocidade do seguidor do ACT.

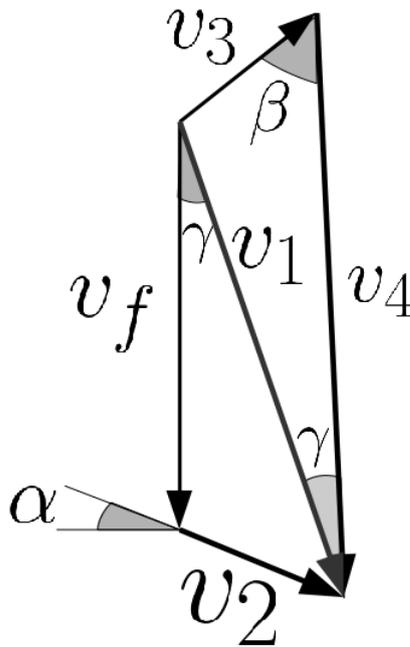


Figura 3.4 – Análise de velocidades.

Essas velocidades são as velocidades de trabalho do aparelho de choque e tração que correspondem à velocidade relativa entre dois vagões consecutivos.

3.3 Tratamento da transição entre as curvas de carregamento e descarregamento

Na simulação longitudinal, deve-se adicionar modelos de tratamento das transições entre as curvas de carregamento e descarregamento. Como apresentado na Seção 2.2.1.1, utilizou-se o modelo apresentado em (ECKERT *et al.*, 2019) denominado de Método da Dissipação de Energia aproximada (MDE). Nesse método, calcula-se uma força equivalente de

intensidade intermediária que dissipa uma quantidade de energia menor. A força intermediária é calculada pela Equação 3.13.

$$F_{k+1} = (a)F_{carregamento}(\Delta_k) + (1 - a)F_{descarregamento}(\Delta_{k+1}) \quad (3.13)$$

onde, o termo a corresponde ao termo de ponderação entre a curva de carregamento e descarregamento. O termo $F_{carregamento}$ corresponde à curva de carregamento e $F_{descarregamento}$ corresponde à curva de descarregamento.

Para velocidades relativas positivas, o cálculo da força pode ser realizada pela Equação 3.14.

$$\bar{f}_{+k} = (a)\bar{f}_{k-1} + (1 - a)F_{carregamento}(\Delta_{k-1}) \quad (3.14)$$

Para velocidades relativas negativas, o cálculo da força pode ser realizada pela Equação 3.15.

$$\bar{f}_{-k} = (a)\bar{f}_{k-1} + (1 - a)F_{descarregamento}(\Delta_{k-1}) \quad (3.15)$$

onde f_{k-1} corresponde à força no ACT na etapa anterior.

No próximo capítulo será apresentado a simulação de impacto do ACT.

4 SIMULAÇÃO DE IMPACTO NO ACT

Neste capítulo serão apresentados não só o equacionamento da simulação de impacto como também a resolução dessas equações.

Para a simulação de impacto no ACT, foram considerados dois casos:

- Impacto entre dois vagões de 93 toneladas a velocidades de 5 km/h, 6km/h e 7km/h (WU *et al.*, 2014).
- **Teste de Queda em Martelo (TQM):** Uma massa de 12,27 toneladas atinge o ACT a uma velocidade de 3,3 m/s

O Método de Runge-Kutta de quarta ordem foi utilizado para resolver as equações diferenciais montadas para a simulação de impacto apresentadas na Equação 4.1:

$$y_{i+1} = y_i + \frac{1}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4)h, \quad (4.1)$$

onde:

$$k_1 = f(x_i, y_i), \quad (4.2)$$

$$k_2 = f\left(x_i + \frac{1}{2}h, y_i + \frac{1}{2}k_1h\right), \quad (4.3)$$

$$k_3 = f\left(x_i + \frac{1}{2}h, y_i + \frac{1}{2}k_2h\right), \quad (4.4)$$

e

$$k_4 = f(x_i + h, y_i + k_3h) \quad (4.5)$$

4.1 Impacto entre dois vagões

Uma simulação de impacto entre dois vagões de 93 toneladas como realizado em (WU *et al.*, 2014) é feita. Com o intuito de se comparar os resultados do artigo (WU *et al.*, 2014) com o modelo quase-estático do ACT implementado para se observar comportamentos semelhantes, montou-se um sistema de equações que simulasse esses impactos.

Realizando-se o diagrama cinético dos vagões, obtém-se as seguintes equações:

$$m_1 \ddot{x}_1 = -F_{ACT}(dx, dv) \quad (4.6)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = F_{ACT}(dx, dv) \quad (4.7)$$

onde $F_{ACT}(dx, dv)$ é o modelo não linear do ACT apresentado no capítulo 3. A variável dx é o deslocamento relativo entre dois vagões consecutivos no passo de tempo “ i ” e é calculada pela Equação 4.8. A variável dv é a velocidade relativa entre dois vagões consecutivos e é calculada por meio da Equação 4.9.

$$dx_i = x_{1i} - x_{2i}, \quad (4.8)$$

$$dv = \frac{dx_i - dx_{i-1}}{dt}, \quad (4.9)$$

Por meio dessas equações, pode-se obter as seguintes variáveis de estado, que serão utilizadas no método de Runge-Kutta:

$$\mathbf{z} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ v_1 \\ v_2 \end{Bmatrix} \quad (4.10)$$

$$\dot{\mathbf{z}} = \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \frac{-F_{ACT}}{m_1} \\ \frac{F_{ACT}}{m_2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ \frac{-F_{ACT}}{m_1} \\ \frac{F_{ACT}}{m_2} \end{Bmatrix} \quad (4.11)$$

Então, o vetor $\dot{\mathbf{z}}$ apresentado em (4.11) é integrado pela aplicação iterativa das Equações 4.1 - 4.5.

4.2 Teste de Queda de Martelo

Os dados experimentais oferecidos pela Vale S.A., apresentado na Figura 5.8, são resultados de um teste de queda de martelo. Dessa maneira, para validar o modelo de ACT implementado, será realizada uma simulação desse teste que pode ser representado pela Equação 4.12:

$$m\ddot{x} = -F_{ACT}(x, v) \quad (4.12)$$

A variável de estado para esse modelo pode ser vista abaixo:

$$\mathbf{z} = \begin{Bmatrix} x \\ \dot{x} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x \\ v \end{Bmatrix} \quad (4.13)$$

$$\dot{\mathbf{z}} = \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ -\frac{F_{ACT}}{m} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} v_1 \\ -\frac{F_{ACT}}{m} \end{Bmatrix} \quad (4.14)$$

Como apresentado na Seção 4.1, o vetor $\dot{\mathbf{z}}$ apresentado em (4.14) é integrado pela aplicação iterativa das Equações 4.1 - 4.5.

5 RESULTADOS

Primeiramente, para obter resultados semelhantes ao apresentado em (WU *et al.*, 2014) foi implementado em Matlab[®] uma simulação de impacto entre dois vagões para se obter curvas semelhantes às aquelas apresentadas na Figura 5.1. Além disso, essas mesmas simulações são utilizadas para se analisar os efeitos de alguns parâmetros da função de Fermi e do tratamento de transição MDE nos resultados de impacto do ACT.

Após essa primeira análise, buscou-se adaptar o modelo à curva de resposta do ACT disponibilizada pela Vale S.A., apresentado na Figura 5.8. Para realizar esse segundo ajuste, é utilizado uma simulação de teste de queda de martelo. O teste de queda de martelo é realizado com uma massa de 12 toneladas, em queda livre, que atinge o aparelho de choque e tração à 3,3 m/s resultando nos dados apresentados na Figura 5.8.

Nessas simulações de impacto, como ocorrem poucas trocas entre as curvas de carregamento e descarregamento, não são utilizadas tratamento das transições apresentado na Seção 2.2.1.1.

5.1 Impacto entre dois vagões

5.1.1 Aparelho de choque e tração com amortecimento por fricção

As simulações de impacto entre dois vagões foram realizadas para se obter resultados numéricos semelhantes ao apresentados em (WU *et al.*, 2014), que pode ser observado na Figura 5.1, e analisar a influência de parâmetros utilizados nas funções de Fermi e no tratamento de transição entre curvas de carregamentos e descarregamentos. Para isso, foram utilizados os parâmetros apresentados abaixo na Tabela 5.1.

Os resultados do modelo implementado são apresentados nas próximas imagens. Para essa primeira simulação foram utilizados as condições iniciais apresentadas na Tabela 5.2.

Os resultados dessas simulações são apresentados na Figura 5.2. Observa-se que os resultados obtidos apresentam comportamentos semelhantes aos apresentados por (WU *et al.*, 2014). Alguns comportamentos podem ser observados nessas curvas de impacto da Figura 5.2. O comportamento dos picos nas curvas da Figura 5.2 independem das velocidades em que foi iniciado o impacto. Esse comportamento é resultado da transição entre o atrito cinético e atrito estático. Então, como essa transição se dá durante as mesmas velocidades, espera-se esse comportamento de pico semelhante.

Além disso, observa-se que as inclinações e forças no início do segundo estágio possuem forte influência da velocidade de impacto. O início deste estágio se dá com a participação das placas móveis aplicando uma força resistiva ao movimento do ACT.

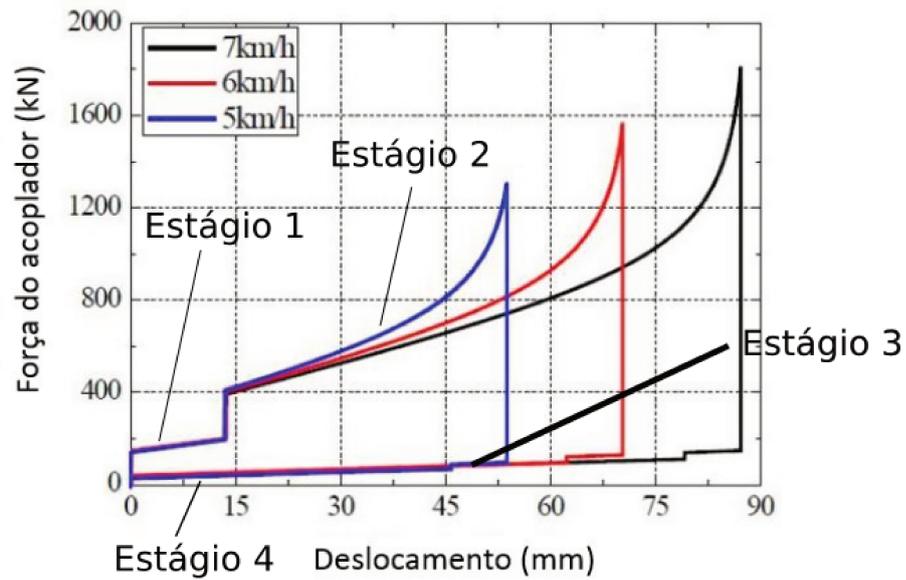


Figura 5.1 – Resultados da simulação de *shunting* do artigo (WU *et al.*, 2014) para velocidades de impacto de 5km/h, 6km/h e 7km/h.

Tabela 5.1 – Parâmetros utilizados para a simulação do aparelho de choque e tração. Parâmetros utilizados antes de ajustar o modelo aos resultados de ACT utilizados pela Vale S.A.

m_1 (ton)	93
m_2 (ton)	93
k_{m1} (N/mm)	669.36
k_{m2} (N/mm)	262.96
k_{m3} (N/mm)	92.57
k_r (N/mm)	129.37
x_{m01} (mm)	65.5
x_{m02} (mm)	58.5
x_{m03} (mm)	30.4
x_{r0} (mm)	39.4
α ($^\circ$)	26.75
β ($^\circ$)	26
γ ($^\circ$)	4.25
x_{l1} (mm)	13
x_{l2} (mm)	45
$\mu_{s_{ss}}$ (-)	0.7
$\mu_{k_{ss}}$ (-)	0.5
$\mu_{s_{Bs}}$ (-)	0.16
$\mu_{k_{Bs}}$ (-)	0.12
h_3 (-)	0.6

Tabela 5.2 – Condições iniciais

	Simulação 1	Simulação 2	Simulação 3
x_{10} (m)	0	0	0
x_{20} (m)	0	0	0
v_{10} (Km/h)	5	6	7
v_{20} (Km/h)	0	0	0
d_{x0} (m)	0	0	0

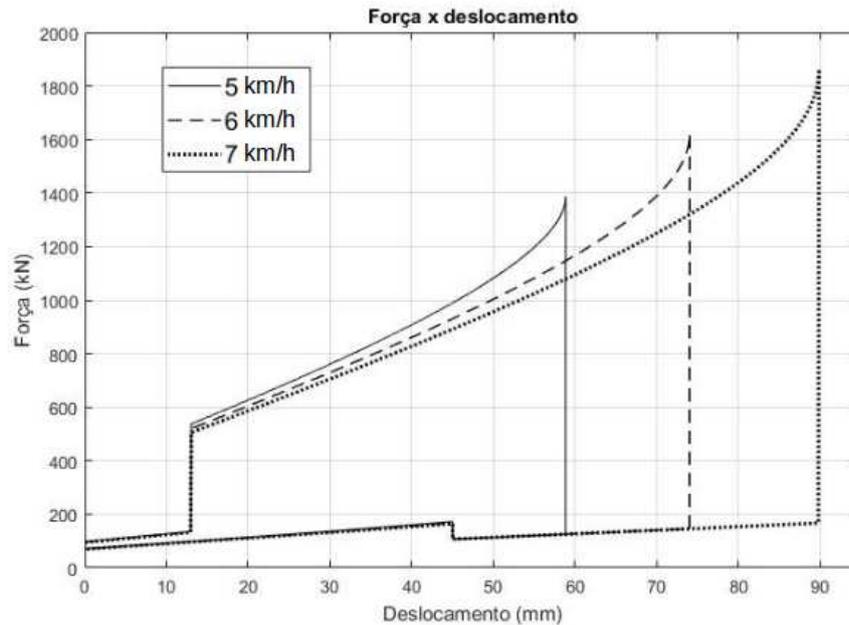


Figura 5.2 – Resultados da 1ª simulação.

Para a simulação da dinâmica longitudinal realizada neste trabalho, os laços condicionais "if" foram substituídos pelas funções de Fermi. Dessa maneira, foi observado o comportamento do ACT para simulações de impacto onde essas funções foram utilizadas. A função de Fermi (OLIVEIRA, 2017) é apresentada abaixo:

$$f_{fermi} = \frac{1}{1 + \exp\left(-\frac{(x-x_0)}{\sigma}\right)} \quad (5.1)$$

onde, σ é um parâmetro de suavização da transição da função de Fermi e x_0 é o local onde ocorre a transição.

Os resultados em que são utilizados as funções de Fermi são apresentados na Figura 5.3. A influência de σ no resultado é apresentado na Figura 5.4. Com isso, pode-se concluir que para valores de σ maiores do que 0,1 não consegue-se distinguir não só os estágios 1 e 2 (Figura 5.1), como também os estágios 3 e 4 (Figura 5.1). Os valores de força durante o carregamento e os deslocamentos são muito diferentes daqueles apresentados utilizando laços condicionais "if", em que as mudanças de estágios são mais visíveis (Figura 5.2). Para valores

de σ acima de 0,01, ainda não consegue-se distinguir os estágios já comentados. Entretanto, os valores das curvas de força e deslocamento possuem maior semelhança em relao ao apresentado pelos laços condicionais. Finalmente, para valores abaixo de 0,001 consegue-se distinguir os estágio de funcionamento e observa-se semelhanças nas forças e deslocamentos no ACT.

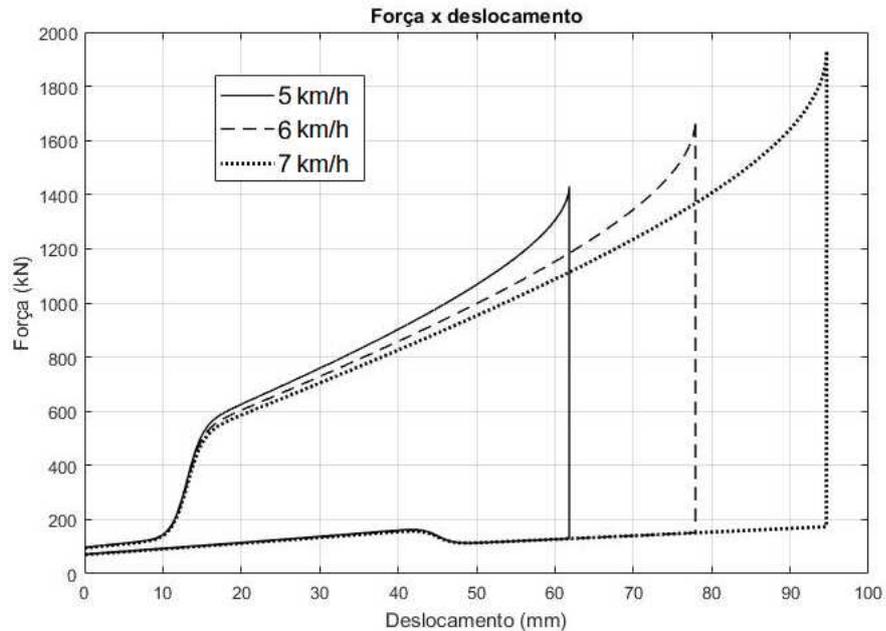


Figura 5.3 – Resultados da 1 simulao utilizando-se funes de fermi.

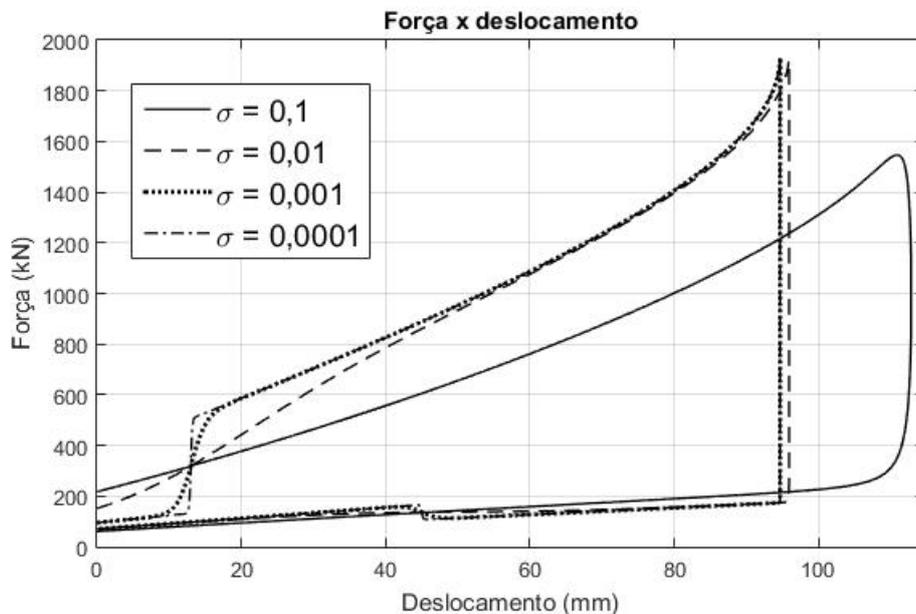


Figura 5.4 – Resultados da 1 simulao utilizando-se funes de fermi - Variao do parâmetro de suavizao.

Mesmo que os resultados utilizando-se σ abaixo de 0,001 apresentem bons resultados, percebe-se que ela ainda faz com que os resultados apresentem um deslocamento maior durante o impacto, como pode ser visto na Figura 5.5.

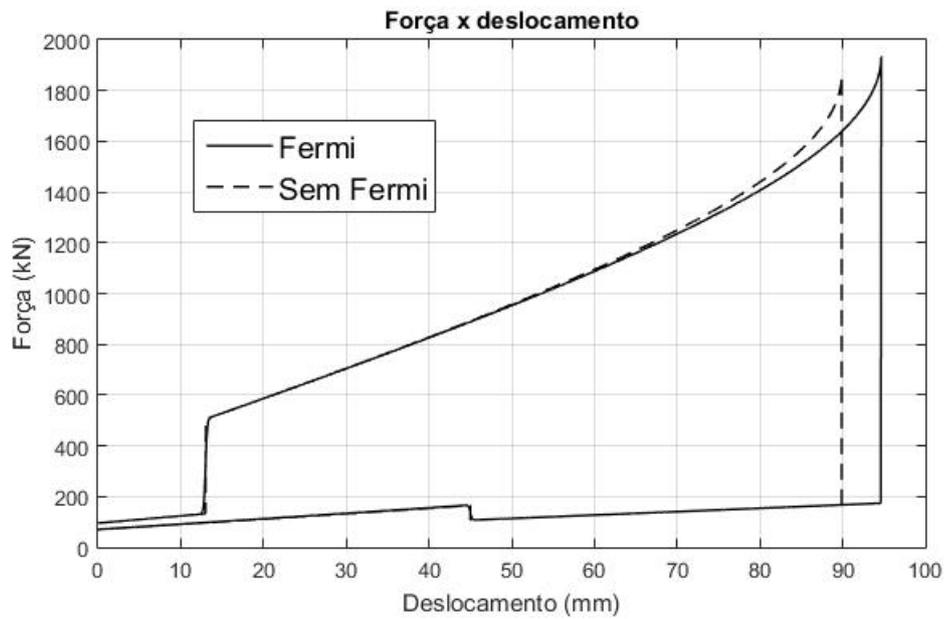


Figura 5.5 – Influência da função de fermi - Impacto à 7 km/h

Na simulação longitudinal, deve-se adicionar modelos de tratamento das transições entre as curvas de carregamento e descarregamento. O método utilizado para realizar essa transição neste trabalho pode ser visto no artigo (ECKERT *et al.*, 2019) e é apresentado na Seção 3.3.

Os resultados com esse tratamento são apresentados na Figura 5.6, onde podem ser observados a influência do fator a nos resultados obtidos da simulação de impacto. Observa-se que quanto maior o valor do parâmetro a , maiores os deslocamentos e menores as forças de pico do ACT.

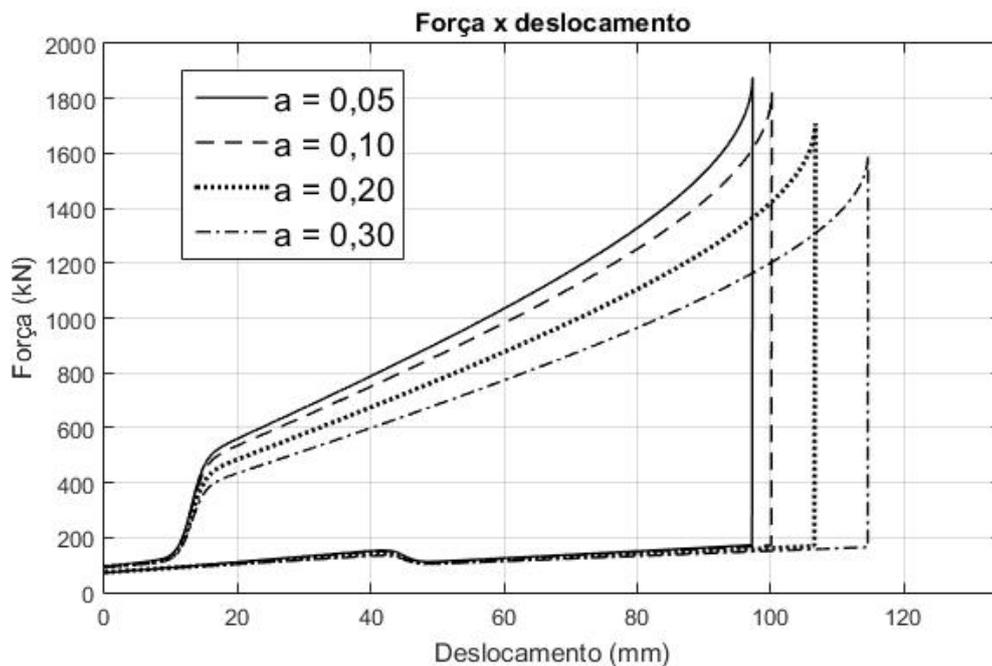


Figura 5.6 – Influência do fator a nos resultados - Impacto à 7 km/h

O tratamento da transição apresentado pela Equação 2.10, chamado de Método da Inclinação Intermediária (MII), é comparado com o Método da Energia Dissipada Aproximada, como é apresentado na Figura 5.7. A resposta observada é da força de um ACT localizado na traseira da primeira locomotiva de um comboio composto por duas locomotivas dianteiras e 168 vagões. Nessa simulação, todos os carros da composição partem de velocidades nulas e com o segundo ponto de aceleração acionado pela locomotiva. Toda a composição possui folga de 76mm entre cada um dos dois ACTs localizados entre os vagões. O pico observado na Figura 5.7 corresponde ao impacto do ACT no momento que aparelho de choque é acionado ao ser percorrida toda a folga. Primeiramente, pode ser observado que o MED apresentada tempo de estabilização menor do que o resultado apresentado pela MII. O MED apresenta um tempo de $1,8\text{s}$ enquanto o MII apresenta um tempo de $7,5\text{s}$, $3,5$ vezes maior do que o tempo apresentado pelo MII. Essa estabilização é importante para a qualidade e nitidez dos resultados apresentados nas simulações de percurso da composição. Além disso, percebe-se que há uma relação entre a discretização do tempo de simulação e o pico de força apresentado no resultado (Figura 5.7). A diminuição do tempo de discretização diminui os picos de força até que eles convergem em determinado valor. O método MED atinge uma convergência adequada para o pico de força em um tempo de discretização de 1ms , enquanto o método MII atinge o mesmo resultado para uma discretização do tempo de $0,5\text{ms}$. Esses resultados influenciam no tempo de simulação de um percurso, apresentando uma vantagem para o uso do método MED. O trabalho apresentado em (ECKERT *et al.*, 2019) também mostra algumas vantagens do MED para uma abordagem por interpolação da dinâmica do aparelho de choque e tração.

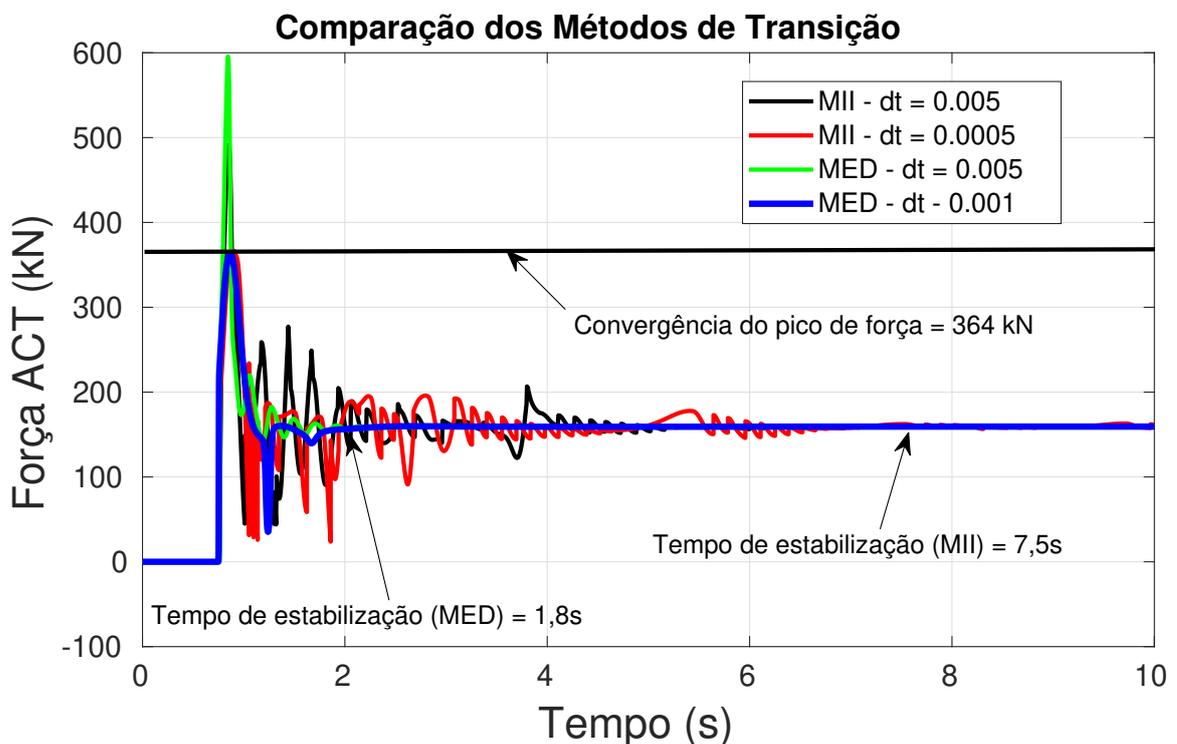


Figura 5.7 – Comparação dos métodos de transição.

5.2 Teste de Queda de Martelo - TQM

A simulação de um teste de queda de martelo será realizada para adequar o modelo implementado à curva experimental disponibilizada pela Vale S.A. apresentada na Figura 5.8, já que os dados experimentais disponibilizados para o trabalho são resultados de testes de queda de martelo.



Figura 5.8 – Gráfico de absorção dos aparelhos MARK 50 (Material disponibilizado pela Vale S.A de forma privada). (OLIVEIRA, 2017)

Com essa simulação busca-se ajustar os parâmetros da Tabela 5.1 para que a resposta do modelo seja próximo ao resultado experimental apresentado na Figura 5.8. Haviam poucos parâmetros disponíveis para a adequação do modelo do aparelho de choque utilizado nos testes cujos resultados foram disponibilizados. Dessa maneira, buscou-se alterar os parâmetros que mais influenciavam nos resultados por meio da inspeção visual e métodos de otimização. Para realizar o ajuste, primeiramente, foram ajustados os valores de rigidez por meio da inspeção visual, atingindo-se os valores apresentados na tabela 5.3. Posteriormente, com auxílio do software Matlab[®], foi-se utilizado o algoritmo genético para executar a otimização dos parâmetros de fricção $\mu_{s_{ss}}$, $\mu_{k_{ss}}$, $\mu_{s_{B_s}}$, $\mu_{k_{B_s}}$ e h_3 apresentados na Tabela 5.3. Os parâmetros ajustados são apresentados na Tabela 5.3 e o resultado do modelo na Figura 5.9.

Percebe-se que a curva ajustada apresenta picos maiores que a curva experimental. Entre os deslocamentos de 40 mm e 70 mm, há uma discrepância máxima de aproximadamente 38%. A Figura 5.10 apresenta a resposta do modelo ajustado para impactos em diferentes velocidades.

Obtendo-se o modelo quase-estático ajustado do ACT, ele é inserido no modelo de dinâmica longitudinal desenvolvido em (OLIVEIRA, 2017) cujos resultados serão discutidos na Seção 5.4. Nessa simulação será comparada a resposta do ACT para o modelo em que de-

Tabela 5.3 – Dados utilizados para o ajuste à curva experimental.

m (ton)	12.27
k_{m1} (N/mm)	334.68
k_{m2} (N/mm)	262.96
k_{m3} (N/mm)	92.57
k_r (N/mm)	129.37
x_{m01} (mm)	21.0
x_{m02} (mm)	58.5
x_{m03} (mm)	30.4
x_{r0} (mm)	15.8
α ($^\circ$)	35.5
β ($^\circ$)	26
γ ($^\circ$)	4.75
x_{l1} (mm)	13
x_{l2} (mm)	60
$\mu_{s_{ss}}$ (-)	0.7
$\mu_{k_{ss}}$ (-)	0.5
$\mu_{s_{Bs}}$ (-)	0.16
$\mu_{k_{Bs}}$ (-)	0.1
h_3 (-)	0.6
σ (-)	0.006

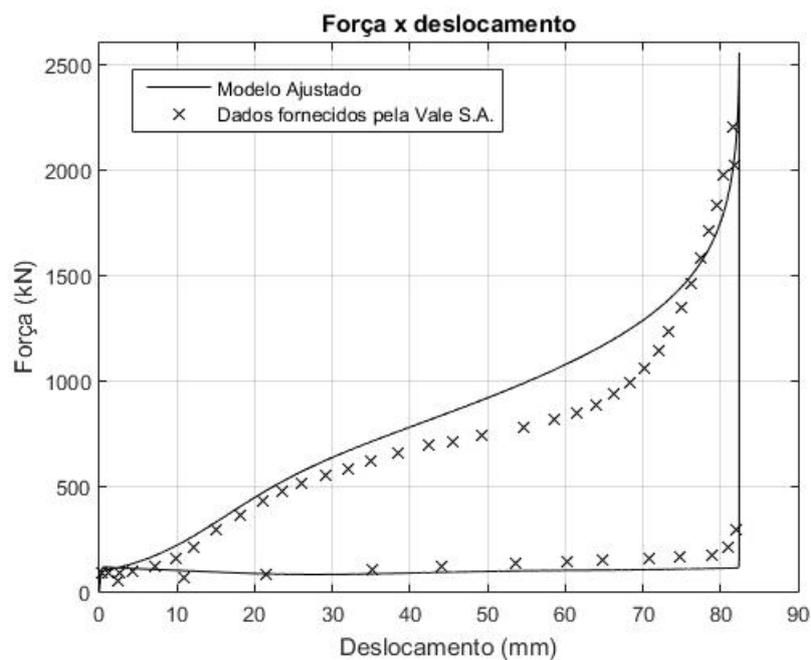


Figura 5.9 – Modelo ajustado aos dados fornecidos pela Vale S.A. para uma simulação de impacto à 3,3 m/s.

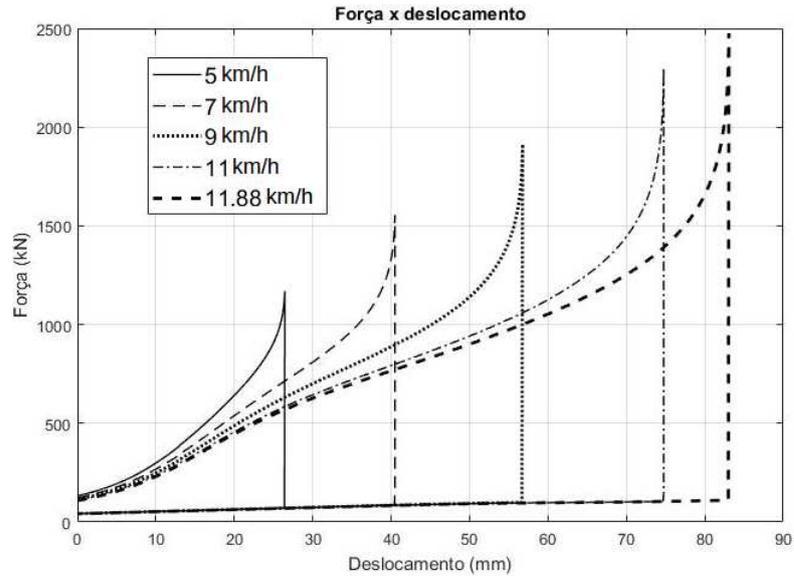


Figura 5.10 – Resultados de simulação de shunting utilizando-se o modelo numérico de aparelho de choque e tração com os parâmetros ajustados aos dados experimentais fornecidos pela Vale S.A.

pende apenas do deslocamento relativo do ACT (que neste texto será chamado de modelo por interpolação) com aquele que depende também da velocidade relativa deste (que neste texto será chamado de modelo quase-estático). Para a comparação ser mais precisa, será utilizada a curva ajustada para o modelo não dependente da velocidade apresentado na Figura 5.9, já que a discrepância entre os resultados do ajuste e os dados originais podem prejudicar a comparação.

5.3 Comparação dos modelos por interpolação e quase-estáticos durante manobras de *shunting*

Manobras de *shunting* são utilizadas para montar o material circulante na composição ferroviária com auxílio de um tipo de locomotiva denominada *shunter*. Essas locomotivas realizam o impacto entre os materiais circulantes com o intuito de acoplá-los, levando à altos esforços nesses acoplamentos. Essas manobras serão simuladas com veículos de 100 toneladas em que um veículo está estacionário e outro com velocidade que não cause fim de curso no ACT modelado.

A Figura 5.11 apresenta a resposta do ACT durante uma manobra de *shunting*. Pode-se observar que as curvas do modelo por interpolação para diferentes velocidades seguem o mesmo comportamento no carregamento e no descarregamento. O modelo quase-estático prevê picos de força maiores do que aqueles apresentados pelo modelo por interpolação. Além disso, este modelo apresenta maiores deslocamentos durante os impactos, se comparado com o modelo quase-estático. Isso pode levar a previsão de fim de cursos no ACT em momentos em que não ocorreriam. Esse comportamento pode ser explicado pelo fato de que a curva obtida para o modelo por interpolação é adquirida por meio de um teste de impacto à 11,88 km/h,

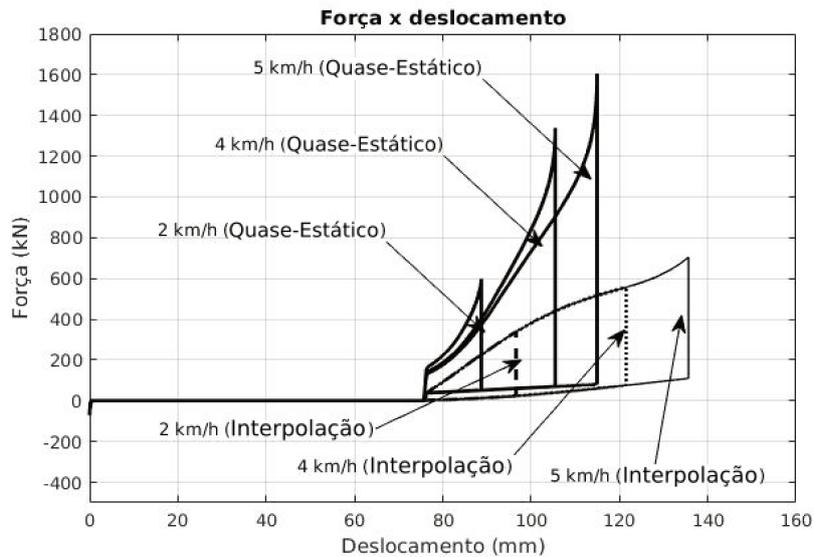


Figura 5.11 – Respostas do ACT para simulações de manobras de *shunting*.

velocidade maior do que aquelas apresentadas na simulação. Em velocidades maiores, os coeficientes de atrito presentes no ACT são menores, provocando menores forças de resistência ao deslocamento. Dessa maneira, como o modelo quase-estático é dependente da velocidade, ele consegue prever os atritos maiores que estariam presentes, apresentando portanto, forças resistivas maiores e provocando menores deslocamentos.

Percebe-se que a perda de energia devido à histerese é semelhante para os dois modelos, mesmo que os deslocamentos máximos apresentados sejam diferentes. A diferença entre as áreas das curvas apresentadas na Figura 5.11 possuem diferenças máximas de 5% entre os modelos.

5.4 Simulação da dinâmica longitudinal da composição

Simulações da dinâmica longitudinal do comboio serão realizadas para avaliar a diferença de comportamento entre os dois modelos de aparelhos de choque e tração. As simulações foram realizadas para um comboio com duas locomotivas nas posições dianteiras e 168 vagões. As locomotivas possuem massa de 163 toneladas e cada vagão possui massa de 106 toneladas. Nas duas primeiras simulações realizadas todos os carros possuem velocidade inicial de 0km/h. Entretanto, na primeira simulação as locomotivas partem do segundo ponto de aceleração, enquanto a segunda simulação parte do quarto ponto de aceleração. Para observar o histórico dos esforços no ACT durante esse tipo de simulação, foi realizada mais uma simulação em que parte-se do terceiro ponto de aceleração. O histórico das respostas de força do ACT durante a simulação para o terceiro ponto de aceleração pode ser visto na Figura 5.12. Pode-se observar que os picos de força do modelo quase-estático são maiores do que os apresentados pelo modelo por interpolação, resposta esperada caso sejam observadas as explicações

apresentadas na seção 5.3. Ainda, observa-se que há diferença entre os tempos que cada ACT é impactado para os dois modelos utilizados. Isso pode ser explicado devido às forças que são aplicadas em cada vagão serem diferentes para cada modelo, pois as forças desenvolvidas no ACT são previstas de maneira diferente para a abordagem quase-estática e a abordagem por interpolação. Entretanto, percebe-se que as esforços se estabilizam em valores semelhantes de força. Os tempos de estabilização das forças também são semelhantes, resultado que está em conformidade com o que foi analisado na Seção 5.3 nas simulações de *shunting* em que foi observado que a diferença entre as áreas das curvas apresentadas na Figura 5.11 possuem diferenças máximas de 5% entre as abordagens por interpolação e o modelo quase-estático.

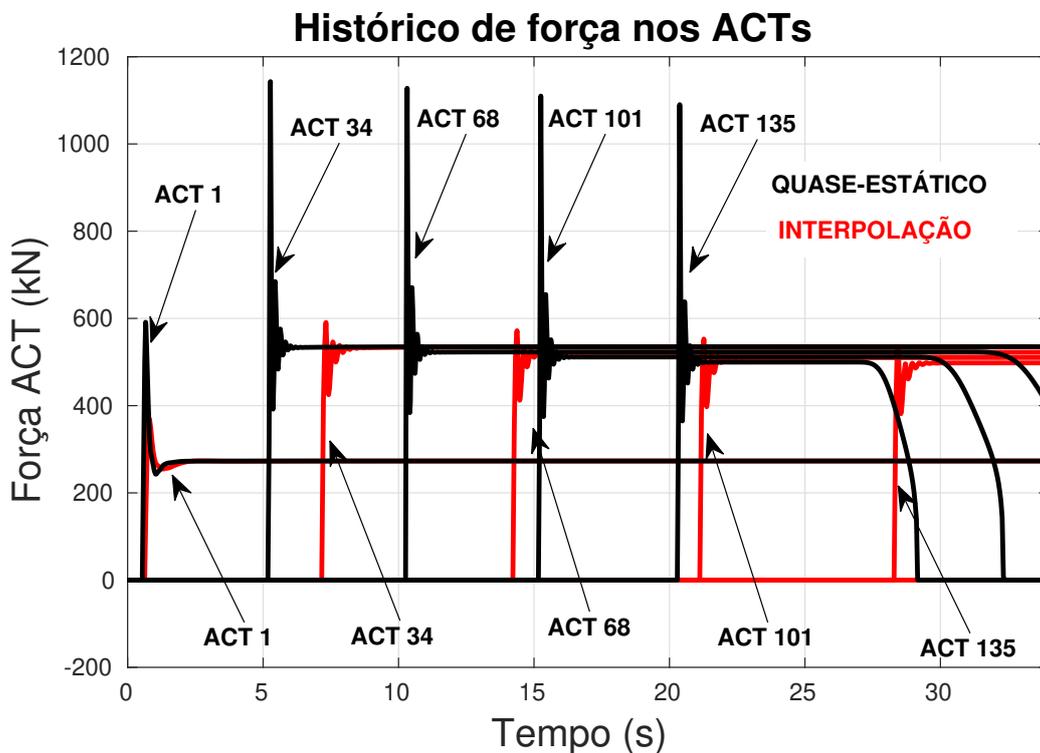


Figura 5.12 – Histórico das forças longitudinais dos aparelhos de choque e tração para a simulação da composição com 2 locomotivas dianteiras e 168 vagões. A composição parte de um velocidade de 0km/h a partir do terceiro ponto de aceleração

Dessa maneira, espera-se que as forças nos aparelhos de choque e tração sejam diferentes para as duas simulações. A Figura 5.13, a Figura 5.14, a Figura 5.15 e a Figura 5.16 apresentam no eixo horizontal de seus gráficos a posição dos pares de ACT posicionados entre os vagões. Esse posicionamento corresponde à numeração (ou colocação) do par de ACT na composição, sendo que o primeiro corresponde ao par de ACT localizado imediatamente atrás da locomotiva, e o último corresponde ao par de ACT localizado na dianteira do último vagão. Pode-se observar na Figura 5.13 que os picos de força ao longo da composição do modelo quase-estático são maiores do que os apresentados pelo modelo por interpolação, como também já foi observado na Figura 5.12.

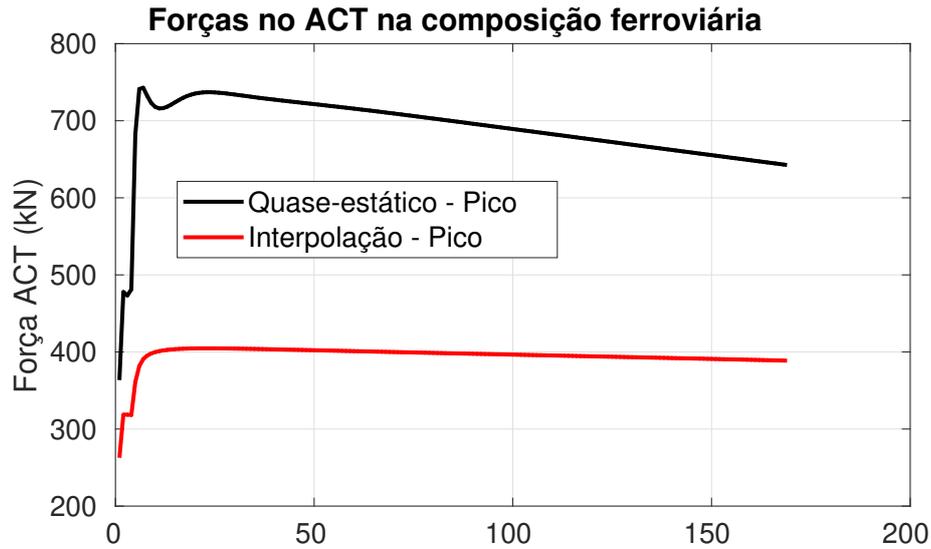


Figura 5.13 – Esforços no ACT para toda a composição. Partida realizada com o segundo ponto de aceleração.

Os deslocamentos relativos do aparelho de choque e tração também serão diferentes para os dois modelos implementados, como pode ser visto na Figura 5.14. Observa-se que o modelo por interpolação prevê deslocamentos maiores do que os apresentados pelo modelo quase-estático já que este último prevê maiores forças de atrito devido a diminuição da velocidade relativa, ocasionando um aumento na rigidez equivalente do aparelho de choque e tração.

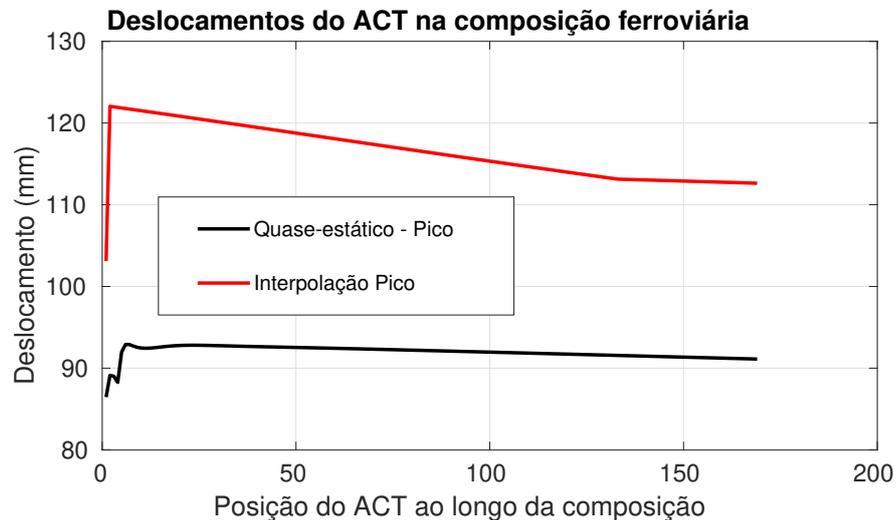


Figura 5.14 – Deslocamentos no ACT para toda a composição. Partida realizada com o segundo ponto de marcha.

As diferenças entre os deslocamentos apresentados nos diferentes modelos podem levar a previsões de fim de curso diferentes, como podem ser vistos na Figura 5.15 e na Figura 5.16. Nestas figuras, observa-se que as forças médias são próximas como é mostrado na Figura 5.15. Na Figura 5.16 ocorre um batente que foi previsto no modelo por interpolação onde

é observado que o deslocamento do ACT relacionado ao modelo por interpolação ultrapassa o patamar de 152,4 mm.

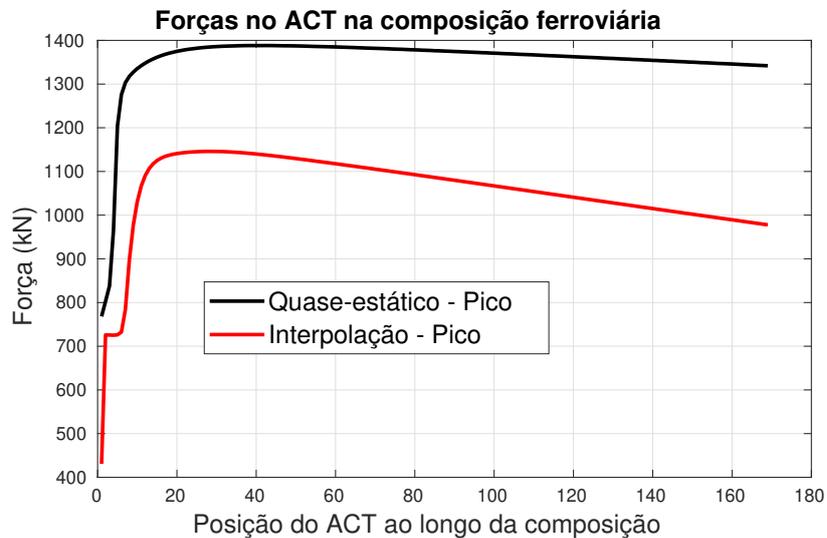


Figura 5.15 – Esforços no ACT para toda a composição. Partida realizada com o quarto ponto de aceleração.

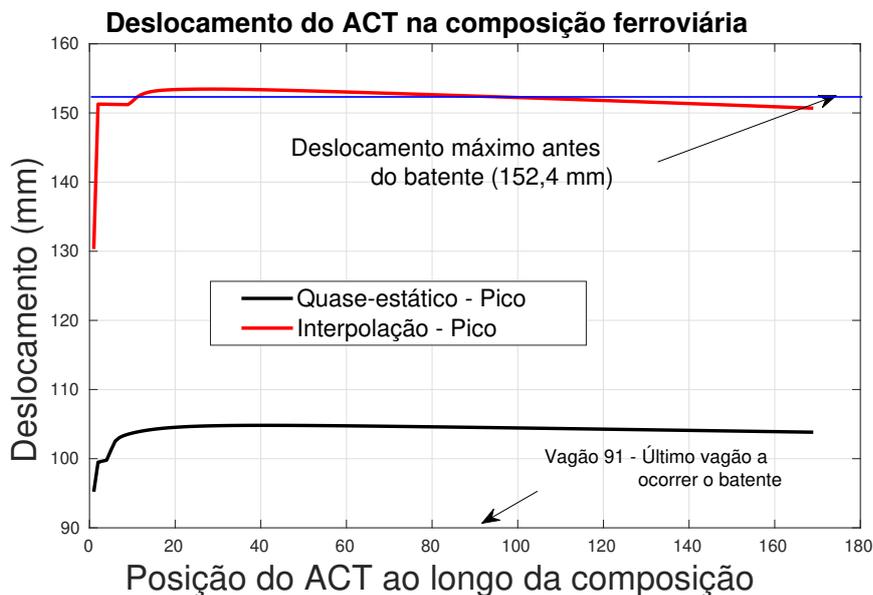


Figura 5.16 – Deslocamentos no ACT para toda a composição. Partida realizada com o quarto ponto de marcha.

Foi realizada uma outra simulação da mesma composição ferroviária para observar como as forças e deslocamentos se comportavam durante a operação do comboio em uma situação em que essas respostas estivessem aproximadamente em regime. Para isso, partiu-se todos os carros da composição há uma velocidade de 45 km/h do ponto nodal. Os histórico das forças e deslocamento no ACT podem ser vistos nas respostas dessa simulação apresentadas na Figura 5.17 e na Figura 5.18.

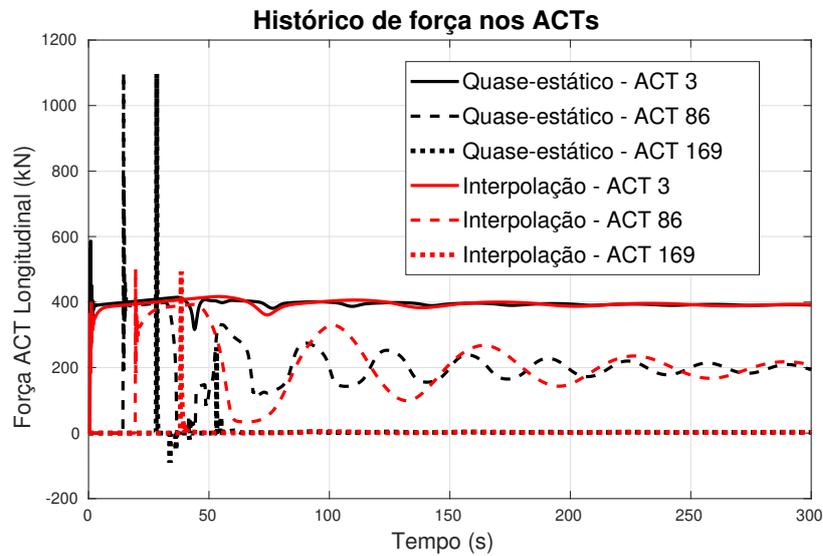


Figura 5.17 – Forças no ACT para toda a composição. Partida realizada com o terceiro ponto de aceleração. Todos os veículos da composição partem de uma velocidade inicial de 45km/h.

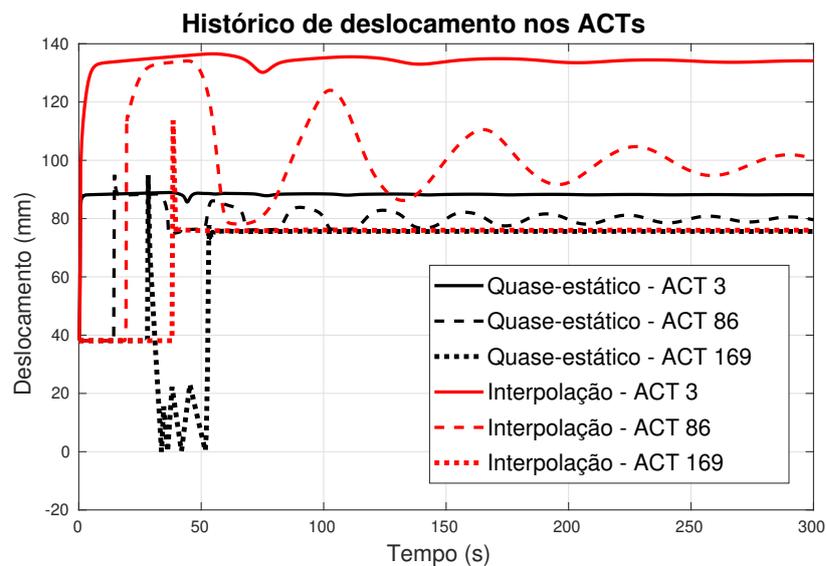


Figura 5.18 – Deslocamentos no ACT para toda a composição. Partida realizada com o terceiro ponto de aceleração. Todos os veículos da composição partem de uma velocidade inicial de 45km/h.

Observa-se na Figura 5.17 que os picos de força das resposta do modelo quase-estático são maiores do que aqueles apresentados pelo modelo por interpolação. Entretanto, quando as forças entram em regime, os resultados ficam semelhantes. Isso acontece porque as forças se estabilizam e não há mais diferença de velocidade entre os vagões. Dessa maneira, o modelo quase-estático do ACT não influencia na força que ocorre entre os vagões. O mesmo comportamento pode ser observado na Figura 5.19.

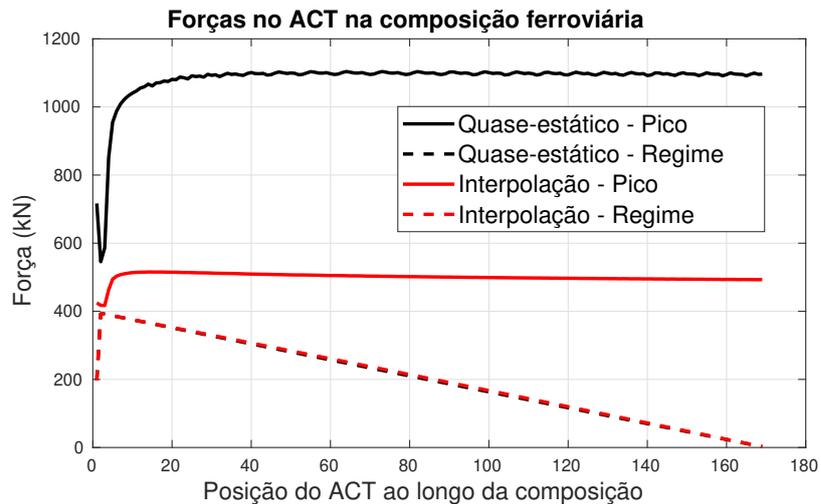


Figura 5.19 – Forças no ACT para toda a composição. Partida realizada com o terceiro ponto de aceleração. Todos os veículos da composição partem de uma velocidade inicial de 45km/h.

Mesmo que as forças no ACT em regime são semelhantes para os dois modelos numéricos implementados, seus deslocamentos são diferentes, como podem ser vistos na Figura 5.18 e na Figura 5.20. Tanto os resultados dos picos, quanto os resultados em regime são diferentes.

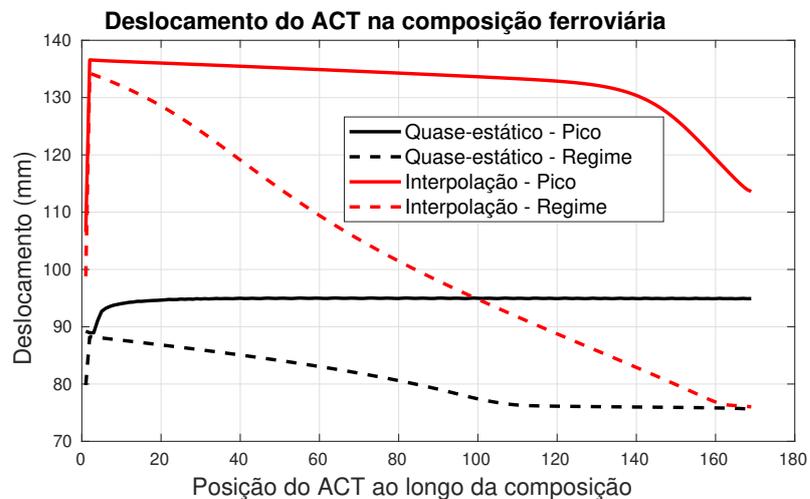


Figura 5.20 – Deslocamentos no ACT para toda a composição. Partida realizada com o terceiro ponto de aceleração. Todos os veículos da composição partem de uma velocidade inicial de 45km/h.

6 CONCLUSÃO

Os objetivos deste trabalho foram alcançados. O modelo quase-estático de um Aparelho de Choque e Tração foi implementado e a influência das funções de Fermi e do método de transição na resposta deste componente foi analisada. O modelo foi ajustado e validado a um dado experimental fornecido pela Vale S. A. Simulações de *shunting* e da dinâmica longitudinal foram realizadas a fim de se comparar as respostas vindas de um modelo por interpolação com as respostas de um modelo quase-estático do ACT.

Foi observado que, nas simulações de *shunting*, o modelo quase-estático previa não só forças de pico maiores, como também deslocamentos menores em relação ao modelo por interpolação. Isso se deve a maior força de atrito prevista no modelo de fricção utilizado devido à diminuição da velocidade relativa.

Nas simulações de aceleração da dinâmica longitudinal da composição ferroviária, percebeu-se alguma diferença significativa apenas durante a partida da locomotiva. Durante o restante do trajeto, o comportamento dos dois modelos foram semelhantes. Nas simulações com a composição ferroviária completa percebeu-se também que os deslocamentos dos aparelhos de choque e tração eram maiores nos modelos por interpolação. Com esses resultados, percebe-se que o modelo por interpolação prevê batentes que não acontecem nas simulações utilizando o modelo quase-estático.

6.1 Perspectivas Futuras

Para os próximos trabalhos, sugere-se a implementação de outros efeitos contidos no ACT, como o travamento, que pode influenciar na dinâmica longitudinal da composição ferroviária, prevendo esforços menores nos aparelhos de choque e tração.

Pode-se também aprimorar a modelagem dinâmica do ACT, para ajustá-lo melhor à curva de interesse do projeto. Além disso, para a simulação longitudinal ser mais fiel à realidade, pode-se buscar modelos para a resistência ao rolamento mais precisos, pois isso pode resultar na melhor previsão dos choques entre vagões.

Estudos relacionados à aparelhos de choque e tração poliméricos poderão ser realizados para a implementação em locomotivas ou veículos ferroviários para passageiros.

O modelo desenvolvido neste trabalho e em (OLIVEIRA, 2017) será unificado ao modelo de dinâmica lateral que está sendo desenvolvido por outros pesquisadores do grupo de pesquisa do qual este trabalho faz parte.

REFERÊNCIAS

- BELFORTE, P. *et al.* Numerical and experimental approach for the evaluation of severe longitudinal dynamics of heavy freight trains. **Vehicle System Dynamics**, v. 46, n. sup1, p. 937–955, 2008. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1080/00423110802037180>>.
- BERGER, E. J. Friction modeling for dynamic system simulation. **Applied Mechanics Reviews**, v. 55, n. 6, p. 535–577, 2002.
- CHELI, F.; MELZI, S. Experimental characterization and modelling of a side buffer for freight trains. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit**, v. 224, n. 6, p. 535–546, 2010. Disponível em: <<https://doi.org/10.1243/09544097JRRT317>>.
- COLE, C. Improvements to Wagon Connection Modelling for Longitudinal Train Simulation. In: OGHANNA, W. (Ed.). **Conference on Railway Engineering Proceedings: Engineering Innovation for a Competitive Edge**. Rockhampton: [s.n.], 1998. p. 187–194.
- COLE, C. *et al.* Modelling, simulation and applications of longitudinal train dynamics. **Vehicle System Dynamics**, v. 55, n. 10, p. 1498–1571, 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2017.1330484>>.
- COLE, C.; SUN, Y. Q. Simulated comparisons of wagon coupler systems in heavy haul trains. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit**, v. 220, n. 3, p. 247–256, 2006. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1243/09544097JRRT35>>.
- CRUCEANU, C. *et al.* Computer aided study regarding the influence of filling characteristics on the longitudinal reactions within the body of a braked train. In: **Proceedings of the WSEAES13th international conference on computers (ICCOMP'09)**. [S.l.: s.n.], 2009. p. 531–536.
- CRUCEANU, C. *et al.* About the influence of mass distribution on the dynamic longitudinal reactions along a short passenger train during braking actions. In: **Paper presented at: International conference on automotive and transportation systems (ICAT '10)**. Athens: [s.n.], 2010.
- CRUCEANU, C. *et al.* Aspects concerning the longitudinal dynamics of passenger trains during braking actions. In: **3rd WSEAS international conference on applied and theoretical mechanics**. Tenerife: [s.n.], 2007.
- ECKERT, J. J. *et al.* A dissipated energy model of shock evolution in the simulation of the dynamics of dgm's of railway compositions. **Mechanism and Machine Theory**, v. 134, p. 365 – 375, 2019. ISSN 0094-114X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X18318354>>.
- GARG, V. K.; DUKKIPATI, R. V. **Dynamics of Railway Vehicle Systems**. [S.l.]: Academic Press, 1984.
- HAY, W. W. **Railroad engineering**. [S.l.]: John Wiley & Sons, 1982.

- HSU, T.-K.; PETERS, D. A. A Simple Dynamic Model For Simulating Draft-Gear Behavior In Rail-Car Impacts. **Journal of Engineering for Industry**, Ind., J. Eng., v. 100, n. 4, p. 492, 1978. ISSN 00220817. Disponível em: <<http://manufacturingscience.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1445981>>.
- KERR, A.; BLAIR, J. R. Simulation of the longitudinal dynamics of a train. In: _____. **Dynamics of Multibody Systems: Symposium Munich/Germany August 29–September 3, 1977**. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1978. p. 108–119. ISBN 978-3-642-86461-2. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/978-3-642-86461-2_10>.
- L.CANTONE *et al.* Traindynamic simulation – a new approach. In: **The 8th world congress on railway research**. [S.l.: s.n.], 2008.
- OLIVEIRA, A. J. S. de. **Forças e choques na dinâmica longitudinal de composições ferroviárias** Forças e choques na dinâmica longitudinal de composições ferroviárias. 2017. 183 p.
- PROFILLIDIS, V. **Railway Engineering**. [S.l.]: Avebury Technical/ Ashgate Publishing, 1995.
- ROCHARD, B. P.; SCHMID, F. A review of methods to measure and calculate train resistances. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit**, Taylor Francis, v. 214, n. 4, p. 185–199, 2000.
- SPIRYAGIN, M. *et al.* **Design and Simulation of Heavy Haul Locomotives and Trains**. [S.l.]: CRC Press, 2017.
- WARD, E. D.; LEONARD, R. G. Automatic parameter identification applied to a railroad car dynamic iraft gear lode! **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, ASME, p. 460–465, 1974.
- WITT, T.; MULLER, L. Methods for the validation of algorithms for the simulation of longitudinal dynamics. **Vehicle System Dynamics**, v. 33, p. 386–393, 1999.
- WU, Q. *et al.* A review of dynamics modelling of friction draft gear. **Vehicle System Dynamics**, v. 52, n. 6, p. 733–758, 2014. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2014.894199>>.
- WU, Q.; COLE, C.; SPIRYAGIN, M. A method to improve draft gear designs for heavy haul trains. In: **CORE 2016: Maintaining the Momentum. Melbourne: Railway Technical Society of Australia**. [S.l.: s.n.], 2016. p. 708–713.
- WU, Q. *et al.* Preload on draft gear in freight trains. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit**, v. 232, n. 6, p. 1615–1624, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1177/0954409717738849>>.
- WU, Q.; SPIRYAGIN, M.; COLE, C. A Dynamic Model of Friction Draft Gear. In: **ASME 2014 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference**. [S.l.]: ASME, 2014.
- WU, Q.; SPIRYAGIN, M.; COLE, C. Longitudinal train dynamics: an overview. **Vehicle System Dynamics**, Taylor Francis, v. 54, n. 12, p. 1688–1714, 2016. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2016.1228988>>.