



INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA
Departamento de Engenharia Mecânica



Projeto de Dispositivos de Segurança em Veículos Ferroviários

DAVID NELSON CARDOSO BRONZE
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho de Projeto para obtenção do grau de
Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador:

Doutor João Filipe de Almeida Milho

Júri:

Presidente: Doutora Maria Amélia Ramos Loja

Vogais:

Doutor João Filipe de Almeida Milho

Doutora Marta Isabel Pimenta Verdete da Silva Carvalho

Novembro de 2023



ISEL
INSTITUTO SUPERIOR DE
ENGENHARIA DE LISBOA

Projeto de Dispositivos de Segurança em Veículos Ferroviários

DAVID NELSON CARDOSO BRONZE
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho de Projeto para obtenção do grau de
Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador:

Doutor João Filipe de Almeida Milho

Júri:

Presidente: Doutora Maria Amélia Ramos Loja

Vogais:

Doutor João Filipe de Almeida Milho

Doutora Marta Isabel Pimenta Verdete da Silva Carvalho

Novembro de 2023

Agradecimentos

Gostaria de expressar a minha sincera gratidão à minha família pelo apoio constante ao longo deste percurso acadêmico. À minha namorada, Joana Barreiros, agradeço pela compreensão e encorajamento dado durante todo este processo. Ao meu amigo Rúben Marques, a colaboração e troca de ideias foram fundamentais para o desenvolvimento desta dissertação. Ao meu orientador, João Milho, agradeço pelas orientações precisas e *insights* que enriqueceram este trabalho. A todos aqueles que de alguma forma contribuíram, o meu mais profundo obrigado.

Resumo

A segurança na circulação ferroviária reveste-se de uma importância indiscutível, sabendo que realizar ensaios experimentais na área ferroviária é notoriamente dispendioso. Nesse âmbito, a Engenharia Mecânica desempenha um papel preponderante, recorrendo à criação de modelos numéricos através das técnicas de elementos finitos e de dinâmica multicorpo, com o objetivo de estudar colisões entre veículos ferroviários e assim desenvolver sistemas de segurança cada vez mais eficazes.

Na presente dissertação modelos numéricos foram desenvolvidos, com base na metodologia de dinâmica multicorpo, no software WorkingModel2D (WM2D) de modo a recriar uma colisão entre um vagão com uma velocidade inicial de 52 km/h contra um conjunto de dois vagões, inicialmente em repouso.

Com o objetivo de validar os resultados obtidos pelos modelos desenvolvidos neste trabalho procedeu-se à respetiva comparação dos mesmos com os resultados obtidos num modelo de referência [1], que apresenta igualmente um modelo de dinâmica multicorpo que recria exatamente o mesmo caso de estudo, mas através de um programa criado exclusivamente para esse objetivo/caso de estudo. Vale destacar que os modelos de referência foram validados por meio da realização de um ensaio experimental à escala real, proporcionando assim uma base sólida para a análise e avaliação dos modelos desenvolvidos neste trabalho.

Com este trabalho comprovou-se que é possível alcançar resultados bastante próximos aos apresentados nos modelos de referência [1] usando os modelos desenvolvidos no WorkingModel2D.

Palavras-chave: WorkingModel2D, Dinâmica Multicorpo, Colisão Ferroviária, *Buffer*, *Coupler*.

Abstract

The safety of railway operations holds undeniable importance, especially considering the significant expenses involved in conducting experimental tests. In this context, Mechanical Engineering plays a crucial role by utilizing the creation of numerical models through finite element techniques and multibody dynamics to study collisions between railway vehicles and thus develop increasingly effective safety systems.

In this dissertation, numerical models were developed based on the multibody dynamics methodology using the WorkingModel2D software to recreate a collision between a wagon with an initial speed of 52 km/h and a set of two wagons initially at rest.

To validate the results obtained by the models developed in this work, a comparison was made with the results obtained by Milho et al. [1], who also presented a multibody dynamics model that recreates the exact same case study but developed in a program with the sole purpose of achieving this goal/case study. It is worth noting that the models [1] were validated through the execution of a full-scale experimental test, thus providing a solid foundation for the analysis and evaluation of the models developed in this work.

This work has proven that it is possible to achieve results very close to those presented in the reference models [1] using the models developed in WorkingModel2D.

Keywords: WorkingModel2D, Multibody Dynamics, Railway Collision, Buffer, Coupler.

Índice

1. Introdução.....	1
1.1 Motivação	1
1.2 Objetivos	1
1.3 Estrutura	2
2. Estado da Arte	3
3. Enquadramento Teórico	7
3.1 Dispositivos de segurança em colisão ferroviária	7
3.1.1 <i>Couplers</i>	8
3.1.2 <i>Buffers</i>	11
3.1.3 <i>Anti-Climbers</i>	12
3.2 Dinâmica multicorpo.....	13
3.3 Validação do modelo numérico com os resultados experimentais	17
3.3.1 <i>Modelo “Validated multibody model with design specifications”</i>	21
3.3.2 <i>Modelo “Validated model with experimental specifications”</i>	25
4. Simulação da colisão de veículos	29
4.1 WorkingModel2D (WM2D)	29
4.2 Interface de comunicação Excel / WM2D	30
4.3 Desenvolvimento dos modelos de dinâmica multicorpo em WM2D	34
4.3.1 <i>Modelo 1D</i>	34
4.3.2 <i>Modelo 2D</i>	38
4.3.3 <i>Modelo 2D melhorado</i>	41
5. Resultados.....	43
5.1 Modelo 1D	43
5.2 Modelo 2D	49
5.3 Modelo 2D melhorado com ajustamento das curvas força-deformação do <i>coupler</i> e <i>buffers</i>	53
6. Conclusões e Desenvolvimentos Futuros	59
6.1 Conclusões	59
6.2 Desenvolvimentos Futuros.....	60
Bibliografia	63

Índice de Figuras

Figura 1 – Dispositivos de segurança passivos encontrados na frente do comboio e entre veículos [8].....	7
Figura 2 – Curva força-deformação típica dos vários estágios de absorção de energia [19]	8
Figura 3 – Esquema típico de um <i>coupler</i> [12]	9
Figura 4 – Detalhe do tubo deformável “ <i>Semi-permanent coupler A</i> ” [12]	9
Figura 5 – Curva força-deformação típica de um <i>coupler</i> [8]	10
Figura 6 - Exemplo de <i>buffers</i> e <i>couplers</i>	11
Figura 7 – Esquema de um <i>buffer</i> de borracha [22]	11
Figura 8 – Acidentes ferroviários com ocorrência de sobreposição de veículos: a) China, 1983, b) Turquia, 2004 e c) Índia, 2007 [13]	12
Figura 9 – Exemplo de um dispositivo <i>anti-climber</i> [13]	12
Figura 10 – Diagrama de um pêndulo em oscilação livre [23]	15
Figura 11 Esquema de colisão usado no teste experimental e na modelação numérica [1]	17
Figura 12 - Modelo de carruagem [1].....	18
Figura 13 – Curva força-deformação teórica do <i>honeycomb</i> [1].....	19
Figura 14 - Curva força-deformação teórica dos <i>buffers</i> [1]	20
Figura 15 - Curva força-deformação teórica do <i>coupler</i> [1]	20
Figura 16 - Curva força-deformação teórica das molas que simulam a suspensão das carruagens [3]	21
Figura 17 - Curva força-deformação do <i>honeycomb</i> calculada no modelo “ <i>Validated multibody model with design specifications</i> ” [1].....	22
Figura 18 – Curva força-deformação do <i>buffer</i> da carruagem A e C calculada no modelo “ <i>Validated multibody model with design specifications</i> ” [1].....	22
Figura 19 - Curva força-deformação do <i>coupler</i> calculada no modelo “ <i>Validated multibody model with design specifications</i> ” [1].....	23
Figura 20 - Comparação dos valores simulados com os valores experimentais das velocidade das carruagens – Modelo “ <i>Validated multibody model with design specifications</i> ” [1].....	23
Figura 21 – Curva da energia absorvida ao longo do tempo para os diferentes dispositivos - Modelo “ <i>Validated multibody model with design specifications</i> ” [1].....	24
Figura 22 - Comparação das curvas força-deformação do <i>coupler</i> e de total da zona de baixa energia com os valores experimentais - Modelo “ <i>Validated model with experimental specifications</i> ” [1]	26
Figura 23 – Nova curva força-deformação representativa dos <i>buffers</i> de baixa energia (carruagem A e C) - Modelo “ <i>Validated model with experimental specifications</i> ” [1]	26
Figura 24 – Deformação do dispositivo estrutural atrás dos <i>buffers</i> [1].....	27
Figura 25 - Aceleração ao longo do tempo do centro de massa da carruagem A. Sobreposição dos valores experimentais e o Modelo “ <i>Validated model with experimental specifications</i> ” [1]	28
Figura 26 –Aceleração ao longo do tempo do centro de massa da carruagem C. Sobreposição dos valores experimentais e o Modelo “ <i>Validated model with experimental specifications</i> ” [1]	28

Figura 27 - Menu de configuração de ligação a aplicações externas [WM2D].....	31
Figura 28 - Definição das variáveis Output [WM2D]	31
Figura 29 - Exemplo de ligação de uma variável output a uma célula Excel [WM2D]	32
Figura 30 - Criação das caixas Input [WM2D].....	33
Figura 31 - Esquema de comunicação WM2D / Excel	33
Figura 32 - Folha de comando em Excel.....	33
Figura 33 - Esquema de modelação do honeycomb [WM2D].....	35
Figura 34 - Propriedades da mola e da corda que asseguram a deformação permanente do <i>honeycomb</i>	35
Figura 35 - Controlo de atividade do coupler em função da deformação instantânea.....	36
Figura 36 - Esquema de modelação do engate (<i>coupler</i>) e dos <i>buffers</i> de baixa energia (WM2D)	37
Figura 37 - Modelo de carruagem 1D em WM2D	38
Figura 38 - Modelo 1D em WM2D.....	38
Figura 39 - Modelo de carruagem 2D em WM2D	39
Figura 40 - Simulação para determinação do equilíbrio das molas das suspensões (exemplo usando a carruagem C)	40
Figura 41 - Deformação instantânea das molas da suspensão da carruagem C (com amortecimento)	40
Figura 42 - Modelo 2D em WM2D.....	41
Figura 43 - Força de reação dos diferentes componentes ao longo do tempo.....	43
Figura 44 - Velocidade das carruagens (modelo 1D).....	45
Figura 45 - Força de reação do <i>Honeycomb</i> em função da deformação [1D]	45
Figura 46 - Curva força-deformação do <i>Honeycomb</i> para diferentes valores de "Integration error"	46
Figura 47 - Curva força-deformação do <i>Honeycomb</i> para diferentes "Animation steps"	47
Figura 48 – Curva força-deformação validada do <i>Honeycomb</i>	47
Figura 49 - Força de reação do <i>coupler</i> em função da deformação [1D]	48
Figura 50 - Força de reação do <i>buffer A</i> em função da deformação [1D]	49
Figura 51 - Força de reação do <i>buffer C</i> em função da deformação [1D]	49
Figura 52 - Velocidade das carruagens (modelo 2D).....	50
Figura 53 - Força de reação do <i>coupler</i> em função da deformação [2D]	50
Figura 54 - Força de reação do <i>buffer A</i> em função da deformação [2D]	51
Figura 55 - Força de reação do <i>buffer C</i> em função da deformação [2D]	51
Figura 56 - Força de reação do <i>Honeycomb</i> em função da deformação [2D]	52
Figura 57 - Energia absorvida pelo <i>Honeycomb</i> , <i>buffers</i> e <i>coupler</i> (2D).....	52
Figura 58 - Velocidade das carruagens (modelo 2D melhorado)	53
Figura 59 - Validação da nova curvas força-deformação do <i>coupler</i>	54
Figura 60 - Validação da nova curva força-deformação do <i>buffer A</i>	54
Figura 61 - Validação da nova curva força-deformação do <i>buffer C</i>	55
Figura 62 – Energia absorvida no <i>Honeycomb</i> (comparação com o modelo 2D).....	56

Figura 63 - Energia absorvida na zona de baixa energia (comparação com o modelo 2D)	56
Figura 64 –Aceleração da carruagem A.....	57
Figura 65 – Aceleração da carruagem C	58

Índice de Tabelas

Tabela 1 – Lista de artigos recentes que citam o artigo de referência [1]	5
Tabela 2 - Massas e momentos de inércia dos corpos que compõem as carruagens [1]	18
Tabela 3 - Dimensões dos corpos que compõem as carruagens [1]	19
Tabela 4 – Total de energia absorvida em cada um dos dispositivos - Modelo “ <i>Validated multibody model with design specifications</i> ” [1]	24
Tabela 5 - Total de energia absorvida em cada um dos dispositivos - Modelo “ <i>Validated model with experimental specifications</i> ” [1]	27
Tabela 6 - Pontos de equilíbrio das molas que compõem as suspensões das carruagens.....	41
Tabela 7 - Impacto do "Integration error" nos resultados da curva força-deformação do <i>honeycomb</i>	46
Tabela 8 - Impacto do <i>Animation step</i> nos resultados da curva força-deformação do <i>honeycomb</i>	47
Tabela 9 - Energia absorvida nos diferentes componentes (comparação do modelo 2D com os valores teóricos [1])	53
Tabela 10 - Energia absorvida nos diferentes componentes (comparação do modelo 2D melhorado com os valores teóricos [3]).....	57

1. Introdução

A segurança é uma preocupação primordial em todos os sistemas de transporte (nomeadamente no contexto ferroviário) onde a proteção de vidas humanas e a preservação de ativos são de extrema importância. Com o crescimento contínuo da indústria ferroviária e o aumento da procura por transporte eficiente e seguro, a implementação de dispositivos de segurança robustos e eficazes torna-se fundamental.

A Engenharia Mecânica desempenha um papel crucial na conceção e desenvolvimento desses dispositivos de segurança ferroviários. Com base em princípios científicos, tecnologia avançada e conhecimentos especializados, procura-se constantemente melhorar a segurança dos sistemas ferroviários, reduzindo o risco de acidentes e incidentes minimizando tanto quanto possível os danos que estes possam causar.

Os dispositivos de segurança abordados nesta dissertação são os *buffers*, os *couplers* e os *anti-climbers*, que serão oportunamente descritos. Estes elementos têm um papel fundamental na mitigação dos efeitos de colisões ferroviárias, reduzindo a gravidade dos danos causados nos veículos, e acima de tudo, a proteção dos passageiros.

1.1 Motivação

A escolha deste tema foi motivada pelo interesse no estudo da resposta dinâmica de sistemas mecânicos fazendo uso de ferramentas computacionais, neste caso, especificamente do software WorkingModel2D (WM2D) [2] que assenta sobre a metodologia de dinâmica multicorpo que será oportunamente descrita.

O desenvolvimento/estudo dos sistemas de segurança passivos responsáveis por dissipar as enormes quantidades de energia, de forma controlada, libertadas durante um evento de colisão ferroviário representam na atualidade um grande desafio para a Engenharia Mecânica.

1.2 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de um modelo numérico no software WM2D, que tem por base a metodologia de dinâmica multicorpo, capaz de reproduzir a resposta dinâmica da colisão de dois veículos ferroviários. Os resultados obtidos por este modelo serão validados por comparação com os resultados de um modelo numérico apresentado no artigo de referência [1]. O autor do artigo de referência [1]

desenvolveu um modelo numérico exclusivamente para um caso de estudo implementando de raiz toda a cinemática e dinâmica necessária para simular o comportamento de dispositivos de segurança em colisão ferroviária (*couplers*, *buffers* e *anti-climbers*). O desenvolvimento de um modelo equivalente no software comercial, WorkingModel2D, que já possui toda a física implementada e uma biblioteca de componentes e juntas cinemáticas, terá a vantagem de permitir a configuração e variação do caso de estudo de forma mais simples e flexível do ponto de vista do utilizador.

Todas as condições descritas no caso de estudo [1] foram replicadas no novo modelo desenvolvido no âmbito deste trabalho. É importante referir que no artigo de referência [1] os resultados obtidos numericamente foram comparados com aqueles obtidos em um ensaio experimental à escala real tendo sido devidamente validados. Serão comparadas forças, deformações, acelerações, velocidades e energias absorvidas pelos componentes que compõem os sistemas de segurança passivos dos veículos ferroviários, permitindo avaliar a fiabilidade do modelo desenvolvido como ferramenta de projeto de dispositivos de segurança em colisão ferroviária.

1.3 Estrutura

Esta dissertação encontra-se organizada da seguinte forma:

- No Capítulo 2 é apresentado um breve enquadramento sobre os estudos que têm sido recentemente realizados com relevância no tema desta dissertação.

- No Capítulo 3 é feita uma introdução explicativa à metodologia de dinâmica multicorpo e são apresentados/descritos os dispositivos de segurança passivos que serão modelados/simulados.

- No Capítulo 4 são descritos os modelos numéricos que foram desenvolvidos em WM2D evidenciando as dificuldades que foram encontradas ao longo do processo e a justificação das decisões tomadas.

- No Capítulo 5 são expostos os resultados obtidos nas simulações numéricas desenvolvidas fazendo a respetiva comparação dos valores com os obtidos no artigo de referência [1]

- No Capítulo 6 são apresentadas as conclusões em relação aos objetivos propostos e apresentadas sugestões para melhorias de futuro.

- No Capítulo 7 apresenta-se refletida toda a bibliografia citada nesta dissertação.

2. Estado da Arte

Nos estágios primordiais do desenvolvimento de veículos ferroviários, não existiam softwares de Engenharia Mecânica assentes em análises por elementos finitos e dinâmica multicorpo. Como consequência, no desenvolvimento de novos veículos ferroviários, era necessário executar ensaios experimentais à escala real acarretando custos de execução bastante elevados. A evolução das tecnologias computacionais trouxe uma mudança significativa neste cenário. Com a disponibilidade crescente de recursos informáticos, surgiram ferramentas que permitem nos dias de hoje análises de colisão e previsão de respostas estruturais através de simulações virtuais. Esta transição reduziu os custos associados aos testes físicos em escala real e possibilitou uma compreensão mais detalhada do comportamento dos veículos ferroviários em diversas situações de colisão.

Quando se entra na fase de projeto preliminar de dispositivos passivos de segurança ferroviária, muitas das vezes existe uma carência considerável de informação detalhada. Em muitos casos, apenas existe uma noção dos limites de aceleração máxima a que os passageiros poderão ser sujeitos e dos patamares de absorção de energia necessários para garantir a sua respetiva segurança. Estes parâmetros fundamentais são determinados através de processos de normalização, sendo a norma EN 15227 [3] um exemplo notável. Esta norma desempenha um papel crucial ao estabelecer os critérios de segurança necessários que devem ser atendidos durante o desenvolvimento de dispositivos de segurança ferroviária. Esta informação não é no entanto claramente suficiente para desenvolver diretamente análises por elementos finitos em softwares como o LSDYNA3D [4], PAM-CRASH [5] ou ABAQUS [6].

Devido à escassez de informação existente nas fases preliminares de projeto surge assim a necessidade de recorrer a metodologias alternativas, nomeadamente a metodologias de dinâmica multicorpo tais como as descritas por Ambrósio et al. [7] que com escassa informação permitem um dimensionamento preliminar destes componentes. Os resultados preliminares obtidos nos modelos numéricos de dinâmica multicorpo permitem por sua vez a execução de análises mais complexas e detalhadas desenvolvidas, por exemplo, em softwares de elementos finitos tais como os anteriormente mencionados.

Vários modelos *Multibody Dynamics* (MBD) têm sido desenvolvidos ao longo do tempo. H. Zhao et al. [8] apresenta um modelo MBD a três dimensões desenvolvido no software Madymo [9] que simula a colisão de um veículo ferroviário em movimento contra outro em repouso e que teve como principal objetivo estudar a influência das

constantes de rigidez que representam o comportamento deformável dos elementos passivos de segurança do comboio na zona de alta e baixa energia (*couplers*, *buffers* e *anti-climbers*). Foi realizado um estudo de otimização multiobjectivo colocando como variáveis as constantes de rigidez dos componentes anteriormente mencionados e como função objetivo a minimização das acelerações sentidas pelo compartimento de passageiros e a deformação total destes sistemas de segurança. De notar que as funções objetivo (aceleração e deformação total) têm de ser avaliadas em simultâneo porque uma afeta a outra, isto é, para uma desaceleração mais suave é necessário um total de deformação maior e vice-versa. Torna-se assim necessário encontrar o ponto ótimo para as duas funções objetivo. Deste estudo concluiu-se que dos três componentes, a constante de rigidez dos *buffers* é a que produz um maior impacto quer na aceleração quer no total de deformação. Por ordem de impacto decrescente segue-se a constante de rigidez que representa os *anti-climbers* e por último a constante de rigidez que representa o *coupler*. Este modelo MBD foi validado através da modelação de elementos finitos realizada em LS-DYNA e por avaliação comparativa das curvas das energias absorvidas e deformações ao longo do tempo pelos componentes de segurança.

Modelos MBD têm também sido desenvolvidos para avaliar o impacto lateral de veículos automóveis com veículos ferroviários. Este tipo de colisão pode levar ao descarrilamento dos veículos. Zhang et al. [10] apresentam um modelo numérico para estudar este cenário tendo como variáveis de estudo a massa e velocidade dos veículos (ferroviário e automóvel) e a posição relativa de colisão. Neste estudo demonstrou-se que quanto maior for a massa e velocidade do veículo automóvel maior é a probabilidade de ocorrer descarrilamento do veículo ferroviário. Em relação à posição de embate este estudo revela que a situação mais prejudicial ocorre quando o veículo automóvel colide com a frente da primeira carruagem que compõe o comboio.

Zhang et al. [11], [12] apresentam estudos desenvolvidos em elementos finitos utilizando o software LS-DYNA cujo objetivo é avaliar a falha por instabilidade (*buckling*) dos *couplers*. Durante o projeto destes dispositivos é importante garantir que a força crítica para que ocorra *buckling* seja superior à capacidade de absorção de energia que se espera deste componente, caso contrário, o componente falha por *buckling* perdendo por completo a capacidade desejada de absorção de energia e perdendo-se a única ligação existente entre carruagens. Estudos anteriores, em particular os desenvolvidos com base na metodologia de dinâmica multicorpo, desprezam por completo este modo de falha porque consideram estes elementos por simplificação

completamente rígidos. Na realidade, estes elementos têm um comportamento elasto-plástico sendo por isso passíveis de falhar por este modo de falha (*buckling*). O modelo apresentado foi validado por comparação com resultados experimentais.

H. Zhou et al. [13] desenvolveram igualmente um modelo de elementos finitos cujo objetivo foi estudar o modo de falha por buckling dos sistemas *anti-climbers* para diferentes desfasamentos iniciais em altura. Inevitavelmente, quando ocorre a colisão entre dois veículos ferroviários, os *anti-climbers* dos dois veículos que entram em contacto, apresentam sempre diferenças em altura devido às diferentes massas dos veículos, desvios de fabricação e até devido ao próprio desgaste dos rodados. Verifica-se por isso uma excentricidade de cargas que originam momentos que favorecem a falha destes elementos por *buckling*. A norma EN 15227 [3] estabelece que numa situação de impacto com uma diferença de alturas entre os anti-climbers de 40 mm, pelo menos um par de rodados de cada um dos *bogies* deve permanecer em contacto com os carris durante todo o episódio de colisão. Com este estudo demonstrou-se que efetivamente o aumento do desfasamento entre os anti-climbers prejudica a carga crítica de *buckling* destes elementos.

Além dos artigos já mencionados, evidencia-se a atualidade deste tema pela apresentação de mais alguns artigos (Tabela 1) recentes que citam o artigo de referência [1].

Tabela 1 – Lista de artigos recentes que citam o artigo de referência [1]

<i>Numerical investigation on the damage and cracking characteristics of the shield tunnel caused by derailed high-speed train [14]</i>	2019
<i>Rail vehicle crashworthiness based on collision energy management: an overview [15]</i>	2020
<i>Optimization Design on Functionally Graded Cem for Trains Based on LPM Model with Calibrated Parameters [16]</i>	2020
<i>Parameter study and multi-objective optimization for crashworthiness of a B-type metro train [17]</i>	2021
<i>Full-Scale Train-to-Train Impact Test and Multi-Body Dynamic Simulation Analysis [18]</i>	2021

3. Enquadramento Teórico

3.1 Dispositivos de segurança em colisão ferroviária

Quando ocorre um episódio de colisão ferroviário geram-se forças e acelerações longitudinais muito elevadas, tornando-se fundamental munir os veículos ferroviários de sistemas de segurança passivos capazes de absorver as altas energias geradas de modo a proteger não só os passageiros e/ou carga como também os próprios veículos de danos maiores. As fatalidades em acidentes ferroviários devem-se principalmente ao embate violento dos ocupantes com o interior dos veículos devido aos níveis elevados de desaceleração e deformação que são sentidos aquando do impacto [19]. Por este motivo é necessário estabelecer um compromisso eficiente entre aceleração e deformação para proteger de forma eficiente os passageiros [8]. É referido ser necessário estabelecer o compromisso entre aceleração e deformação porque para minimizar as acelerações é necessário aumentar as deformações (problema de otimização). A norma EN 15227 estabelece que as acelerações máximas sentidas pelos passageiros devem ser limitadas tanto quanto possível a 5G e não devem ultrapassar um máximo de 7,5G [3].

Os veículos ferroviários modernos possuem na sua configuração dispositivos de segurança responsáveis por absorver as energias resultantes dos impactos de forma controlada e faseada (multi-estágios) de modo a reduzir significativamente o risco de descarrilamento [8], [20]. Fazem parte do sistema faseado de absorção de energia os *couplers + buffers* (Figura 1 - ① + ②) e os *anticlimbers* (Figura 1 - ③) que serão seguidamente apresentados.

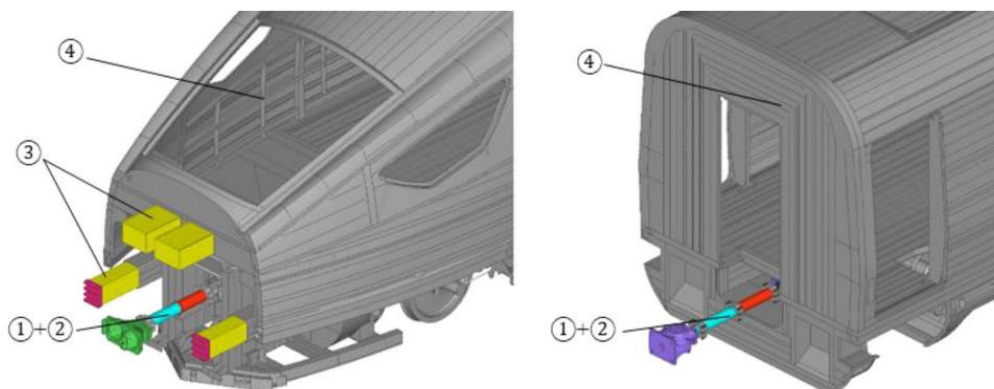


Figura 1 – Dispositivos de segurança passivos encontrados na frente do comboio e entre veículos [8]

Esquemáticamente, os vários estágios de absorção de energia são resumidamente apresentados na Figura 2.

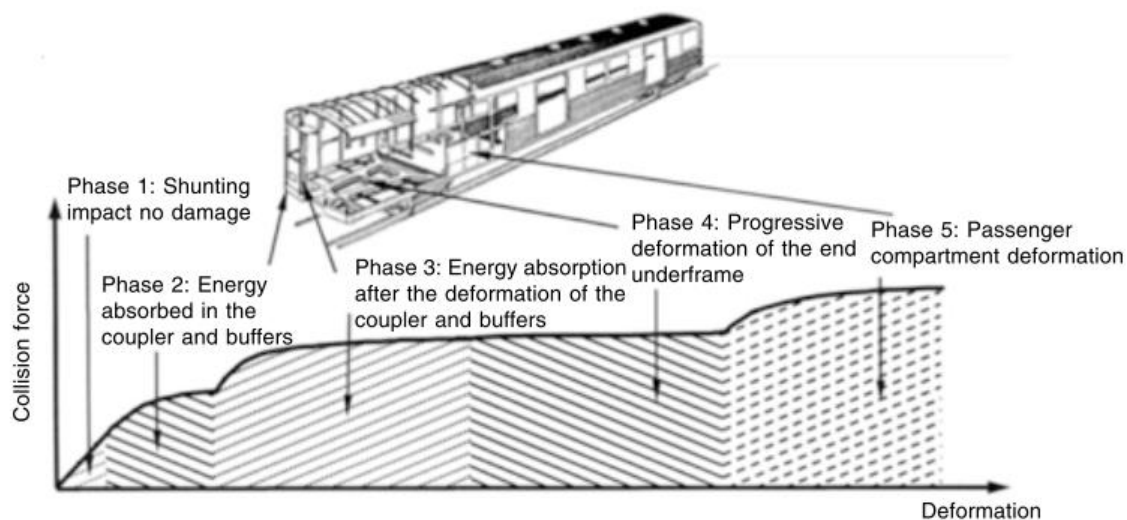


Figura 2 – Curva força-deformação típica dos vários estágios de absorção de energia [19]

3.1.1 Couplers

Os *couplers*, também conhecidos como sistemas de engate/acoplamento, são dispositivos mecânicos utilizados para conectar e acoplar vagões e locomotivas. Desempenham um papel fundamental na transmissão de forças e movimentos entre os veículos, permitindo que os comboios funcionem como unidades coesas.

Nos tempos modernos vários tipos de *couplers* podem ser encontrados no mercado, no entanto, no âmbito desta dissertação, interessa nesta fase explicar apenas conceptualmente como estes dispositivos funcionam. Para este efeito, será usado como exemplo os sistemas de acoplamentos semi-permanentes que são especialmente adequados para o acoplamento manual de comboios que raramente precisam de ser separados. Asseguram uma conexão segura e rígida entre as unidades, tornando-se uma opção durável e rentável para conectar comboios regionais, interurbanos e metropolitanos [21].

Os acoplamentos semi-permanentes são constituídos por dois subgrupos, o “*Semi-permanent coupler A*” e o “*Semi-permanent coupler B*”. O “*Semi-permanent coupler A*” tem como elemento principal um tubo deformável (*collapse tube*) responsável por, mediante as condições de impacto, se deformar de modo a dissipar a energia cinética. O “*Semi-permanent coupler B*” é no fundo um *buffer* que tem por objetivo conseguir absorver elasticamente em primeira instância as pequenas acelerações/oscilações que vão

ocorrendo na operação diária do comboio e em segunda instância absorver parte da energia cinética inerente a uma situação de colisão por deformação plástica (Figura 3).

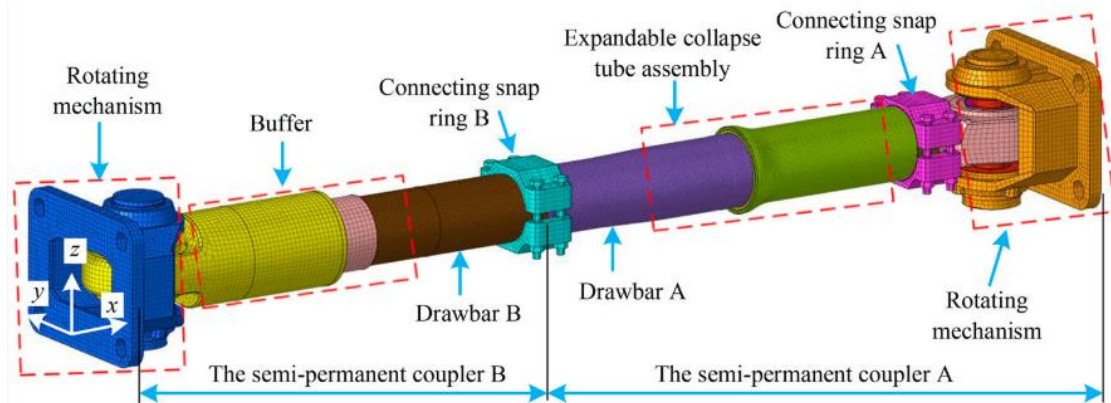


Figura 3 – Esquema típico de um *coupler* [12]

O tubo deformável do “*Semi-permanent coupler A*” só se deforma efetivamente quando o *buffer* atinge o seu final de curso (esgotando a sua capacidade em absorver energia cinética). Quando tal acontece, a “*drawbar A*” começa progressivamente a penetrar dentro do “*expansion tube*”, que pelas diferenças iniciais dos diâmetros leva a uma deformação deste por expansão (aumentando o seu diâmetro) e ocorrendo por isso dissipação de energia cinética (Figura 4). O topo da *drawbar* possui um chamfre que em conjunto com um eixo guia (*guide rod*) assegura a axialidade desta deformação. Manter a axialidade é extremamente importante para assegurar o desempenho da função deste dispositivo, já que caso tal não aconteça, leva a que a carga máxima (capacidade) de *buckling* diminua podendo levar à falha do dispositivo. Estudos têm sido desenvolvidos para avaliar como mitigar os efeitos das falhas por *buckling* [11].

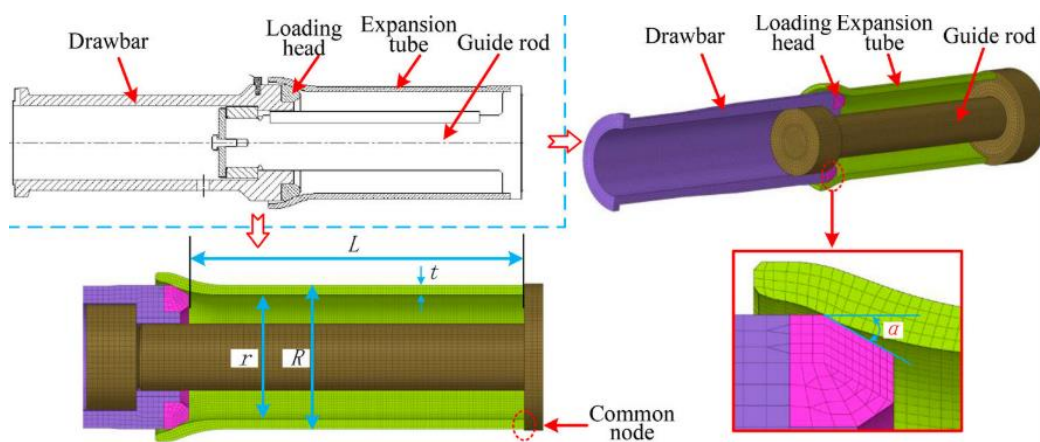


Figura 4 – Detalhe do tubo deformável “*Semi-permanent coupler A*” [12]

Tipicamente podem-se distinguir 7 fases na curva força-deformação de um *coupler* (Figura 5). O estágio inicial (fase 1), caracteriza-se pelo momento em que ocorre

o contato entre as superfícies de dois *couplers* adjacentes verificando-se um carregamento completamente elástico (por deformação elástica do *buffer* da “*Semi-permanent coupler B*”), isto é, se a força não ultrapassar o valor limite desta fase, verifica-se uma recuperação elástica do *coupler* até ao seu estado inicial, segundo a Equação 1 (lei de Hooke) onde F é a força, k_1 representa a constante de rigidez do elemento e x é a deformação instantânea do mesmo.

$$F = k_1 \cdot x \quad (1)$$

Se a força continuar a subir atinge-se o *collapsing threshold* [8], registrando-se a entrada na fase 2 caracterizada pela deformação plástica do *expansion tube*. A Equação 2 descreve a força necessária para deformar plasticamente o componente e deriva da Equação 1 pela adição de uma constante b e naturalmente uma constante de rigidez diferente k_2 .

$$F = k_2 \cdot x + b \quad (2)$$

Se ocorrer um descarregamento do *coupler* durante a fase 2, verifica-se uma recuperação elástica residual (representada por uma reta paralela à reta da fase 1), sendo que uma pequena porção da deformação será recuperada. Na Figura 5 esta fase é identificada como fase 3. Por sua vez se esse descarregamento continuar a progredir verifica-se o afastamento entre as duas superfícies dos *couplers* em contato (fase 4). Se posteriormente um novo impacto for registado, as superfícies dos *couplers* adjacentes voltam a entrar em contato (ponto de transição da fase 4 para a fase 3), verificando-se um novo carregamento nos *couplers* (fase 5), seguida de uma deformação plástica (fase 6) que leva à entrada na fase 7 que representa por sua vez o momento em que o curso do *coupler* esgota e, portanto, passa a ocorrer uma transferência de carga para a estrutura adjacente ao qual o *coupler* está ligado.

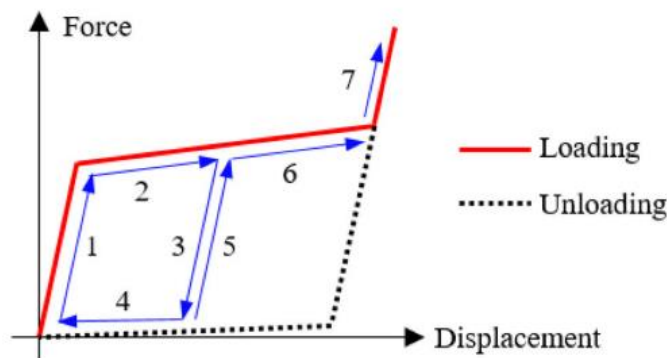


Figura 5 – Curva força-deformação típica de um *coupler* [8]

3.1.2 Buffers

Tal como visto no subcapítulo anterior, existem sistemas de acoplamento que na sua própria constituição já possuem *buffers* (Figura 3), no entanto, estes dispositivos também podem ser independentes do sistema de acoplamento, como exemplificado na Figura 6.

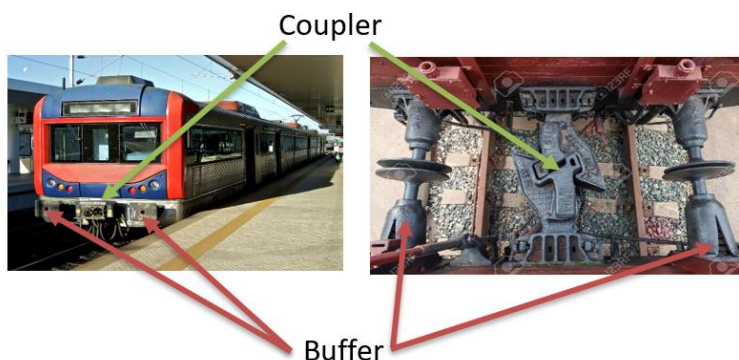


Figura 6 - Exemplo de *buffers* e *couplers*

Estes dispositivos são instalados nas extremidades dos comboios e entre veículos. Os que são instalados nas extremidades dos comboios distinguem-se pelo facto de possuírem uma maior capacidade em absorver energia, já que, numa eventual colisão, são os primeiros elementos que entram em contato e que terão de suportar naturalmente uma maior quantidade de energia. Para que tal seja possível são munidos de um maior curso deformável e/ou de constantes de rigidez mais elevadas (relembrando que a energia absorvida é dada pelo produto da força pela deformação).

À semelhança do que foi descrito para os *couplers*, os *buffers* possuem dois estágios de deformação. Se a colisão envolver um valor baixo de energia cinética, o *buffer* manter-se-á num regime de deformação elástica, caso o impacto seja caracterizado por um elevado valor de energia cinética observar-se-á inicialmente uma deformação elástica, seguida de uma deformação plástica e em casos extremos, onde o curso do *buffer* é esgotado, verifica-se a passagem das forças para a estrutura ao qual este está montado.

Nestes dispositivos, o elemento responsável por absorver energia pode ser hidráulico, pneumático, de molas ou constituído por uma borracha (Figura 7)

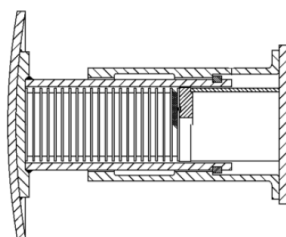


Figura 7 – Esquema de um *buffer* de borracha [22]

3.1.3 Anti-Climbers

Os *anti-climbers*, são estruturas de segurança projetadas para prevenir ou mitigar os efeitos de colisões em que um veículo ferroviário se move por cima de outro veículo sendo por isso instalados nas extremidades dos comboios (Figura 1 - ③) e Figura 9.

Estudos revelaram que a sobreposição de comboios representa um dos principais fatores para a ocorrência de fatalidades dos passageiros [13]. Na Figura 8 apresentam-se três acidentes ferroviários onde o fenómeno de sobreposição de veículos ocorreu.

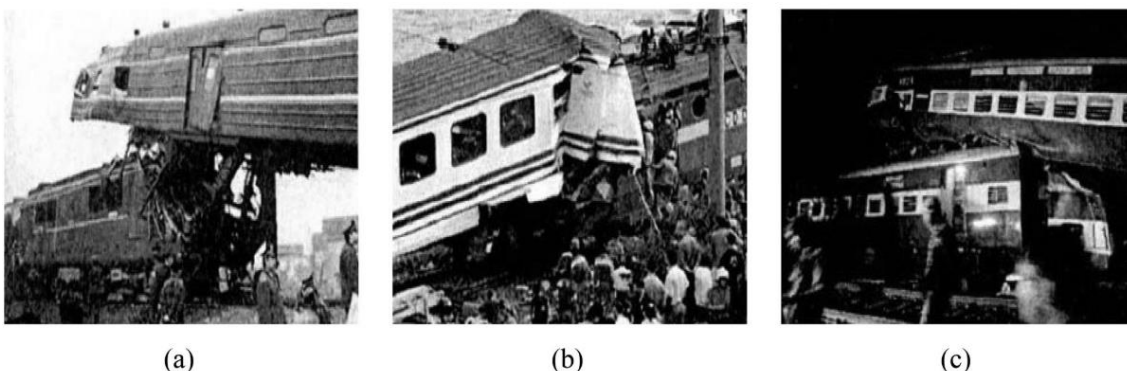


Figura 8 – Acidentes ferroviários com ocorrência de sobreposição de veículos: a) China, 1983, b) Turquia, 2004 e c) Índia, 2007 [13]

Convencionalmente, os *anti-climbers* são constituídos por flanges compostas por protuberâncias horizontais paralelas que têm como objetivo fazer o inter-bloqueio de dois *anti-climbers* de veículos diferentes mitigando o efeito de sobreposição.

Estes dispositivos além de minimizar o efeito de sobreposição de veículos possuem usualmente na sua constituição mecanismos responsáveis por absorver energia provenientes de impactos sendo semelhantes às já apresentadas nos subcapítulos anteriores.



Figura 9 – Exemplo de um dispositivo *anti-climber* [13]

3.2 Dinâmica multicorpo

Muitos sistemas mecânicos envolvem peças em movimento. Esses movimentos têm de ser realizados de forma controlada para assegurar a funcionalidade desejada. Os diversos componentes que compõem o sistema mecânico não podem colidir durante a sua operação normal e têm que ser leves e duráveis. Surge assim a necessidade de desenvolver ferramentas numéricas computacionais capazes de prever quer a cinemática quer a dinâmica dos sistemas mecânicos.

A dinâmica multicorpo (em inglês “*Multibody Dynamics*” - MBD) é uma metodologia numérica usada para estudar a cinemática e dinâmica de sistemas mecânicos sob influência de forças externas. Contrariamente às análises por elementos finitos, nesta metodologia os corpos são considerados rígidos (não deformáveis) pelo que estratégias têm de ser adotadas caso se pretenda representar/simular um comportamento deformável. Como veremos em detalhe no subcapítulo seguinte, para que seja possível simular o comportamento deformável dos diversos elementos que compõem os sistemas passivos de segurança dos veículos ferroviários usualmente são adicionadas molas, devidamente caracterizadas pela sua curva força-deformação. Nesta metodologia, os corpos rígidos interagem de forma controlada com os demais pela adição de constrangimentos cinemáticos (guias de deslizamento, pinos, ligações fixas, entre outros).

A avaliação do comportamento dinâmico dos diversos corpos rígidos ao longo do tempo permite recolher dados fundamentais, tais como forças, velocidades, energias e acelerações possibilitando, por exemplo, a identificação dos carregamentos extremos sofridos pelo sistema mecânico. Estes dados são de extrema importância para posteriormente aplicar em estudos de elementos finitos com o objetivo de otimizar as diferentes peças e conjuntos que compõem os sistemas mecânicos.

Tal como descrito em [19], a modelação numérica exige alguma formulação matemática. Simplificando o sistema a duas dimensões, em primeiro lugar é necessário definir o vetor de posição e orientação dos diferentes corpos i no plano (Equação 3).

$$q_i = [r_i, \phi_i]^T \quad (3)$$

Na Equação 3, $r_i = [x_i, y_i]^T$ e ϕ_i representam respetivamente a localização e orientação do corpo rígido i em relação ao sistema de coordenadas global (x,y).

Por sua vez, a segunda lei de Newton aplicada a diferentes corpos i e a mais do

que uma dimensão pode ser escrita da seguinte forma (Equação 4):

$$M \cdot \ddot{q} = g \quad (4)$$

sendo M a matriz de massas e respectivos momentos de inércia (dados pela equação 5), \ddot{q} é o vetor que representa as acelerações (e que se obtêm calculando a segunda derivada de q_i e g é o vetor que armazena as forças e momentos externos aplicados nos diferentes corpos rígidos i .

$$M_i = \begin{bmatrix} m_i & & \\ & m_i & \\ & & \bar{I}_i \end{bmatrix} \quad (5)$$

Por sua vez, para que os constrangimentos cinemáticos entre os diversos corpos rígidos i sejam contabilizados na equação do movimento (Equação 4) é necessário adicionar o vetor de multiplicadores de Lagrange (λ) e a matriz Jacobiana de constrangimentos (Φ_q). Especificamente para um corpo rígido resulta o seguinte sistema de equações que descreve o seu movimento (Equação 6):

$$\begin{bmatrix} M & \Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} g \\ \gamma \end{Bmatrix} \quad (6)$$

No sistema de equações 6, γ é um termo que depende da velocidade de cada um dos corpos rígidos (equação 7).

$$\gamma = -(\Phi_q \cdot \dot{q})_q \dot{q} \quad (7)$$

e as forças de reação nos constrangimentos expressos pela equação 8:

$$F^i = \Phi_q^T \lambda \quad (8)$$

Para demonstrar a aplicação das equações anteriormente descritas será agora apresentado um exemplo de um pêndulo em oscilação livre [23] sujeito somente ao efeito da força da gravidade sendo desprezada a massa do cabo que o segura e sendo também desconsiderado qualquer tipo de atrito.

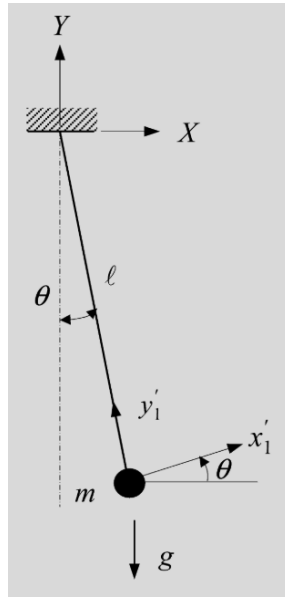


Figura 10 – Diagrama de um pêndulo em oscilação livre [23]

Na Figura 10 encontra-se representado o respetivo diagrama do pêndulo sendo que o sistema de coordenadas global (x, y) encontra-se posicionado no ponto de rotação do pêndulo e um sistema de coordenadas local encontra-se centrado com o centro de massa m do mesmo (x'_1, y'_1) , sendo que o eixo y'_1 encontra-se alinhado com o comprimento l do cabo. A rotação do pêndulo é dada pelo ângulo θ e g representa a força exercida pela gravidade.

Analicamente, para determinar as equações que definem a posição, velocidade e aceleração do centro de massa do pêndulo através do método da dinâmica multicorpo é primeiro necessário definir as variáveis que definem a posição dos corpos rígidos envolvidos. Neste caso em concreto, sendo a massa do cabo desprezável, as únicas variáveis de posição que importam definir dizem respeito ao corpo rígido que representa o ponto de massa do pêndulo. Aplicando a Equação 3 resulta o seguinte:

$$q_1 = \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ \theta \end{bmatrix} \quad (9)$$

A Equação 9 representa as variáveis de interesse para o problema em que x_1, y_1 representam a posição do centro de massa do pêndulo (ou por outras palavras, é a origem do referencial x'_1 e y'_1), e θ tal como visto anteriormente, representa o ângulo de rotação instantâneo do pêndulo. As variáveis x_1 e y_1 relacionam-se com θ pelas equações dos

constrangimentos cinemáticos (Equação 10).

$$\Phi(q) \equiv \begin{bmatrix} x_1 - l \sin \theta \\ y_1 + l \cos \theta \end{bmatrix} = 0 \quad (10)$$

Para este problema em concreto, o único constrangimento cinemático a que o pêndulo está sujeito é a ligação do mesmo, através de um cabo (que será considerado não deformável) ao ponto de rotação (origem do referencial x,y). O ângulo θ é o único grau de liberdade do sistema.

Realizando a primeira e segunda derivada da Equação 10 em função do tempo, resulta respetivamente as Equações 11 (velocidade) e Equação 12 (aceleração) do sistema:

$$\Phi_q \dot{q} \equiv \begin{bmatrix} 1 & 0 & -l \cos \theta \\ 0 & 1 & -l \sin \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{y}_1 \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} = 0 \equiv v \quad (11)$$

$$\Phi_q \ddot{q} \equiv \begin{bmatrix} -l \dot{\theta}^2 \sin \theta \\ -l \dot{\theta}^2 \cos \theta \end{bmatrix} \equiv \gamma \quad (12)$$

Combinando as Equações 6, 10 e 12 resulta o seguinte sistema de equações lineares:

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & -l \cos \theta & -l \sin \theta \\ 1 & 0 & -l \cos \theta & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -l \sin \theta & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{y}_1 \\ \ddot{\theta} \\ \lambda_1 \\ \lambda_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -mg \\ 0 \\ -l \dot{\theta}^2 \sin \theta \\ -l \dot{\theta}^2 \cos \theta \end{bmatrix} \quad (13)$$

Resolvendo o sistema de equações (13) resultam as seguintes equações que representam as acelerações no eixo x e y, a aceleração angular e as forças de reação no apoio do pêndulo:

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{y}_1 \\ \ddot{\theta} \\ \lambda_1 \\ \lambda_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin \theta (l \dot{\theta}^2 + g \cos \theta) \\ -g \sin^2 \theta + l \cos \theta \dot{\theta}^2 \\ -\frac{g}{l} \sin \theta \\ -m \ddot{x}_1 \\ -m (g + \ddot{y}_1) \end{bmatrix} \quad (14)$$

Um simulador, tal como o que será apresentado/usado no âmbito deste trabalho (WorkingModel2D) pode construir automaticamente um sistema de equações semelhante ao apresentado na Equação 13, a partir de um conjunto de constrangimentos configurados pelo utilizador. Desta forma é capaz de simular a dinâmica dos diferentes corpos envolvidos no sistema mecânico, respeitando toda a cinemática parametrizada. Para isso,

os softwares que têm por base a metodologia de dinâmica multicorpo dispõem de algoritmos de integração numérica capazes de resolver toda a formulação matemática envolvente. Com base nas acelerações e velocidades para um instante de tempo, serão obtidas por integração direta as velocidades e posições do instante imediatamente seguinte. No caso particular deste trabalho foi utilizado no WM2D o integrador Kutta-Merson de passo variável.

3.3 Validação do modelo numérico com os resultados experimentais

Conforme mencionado anteriormente, o propósito deste trabalho consiste em demonstrar e validar a viabilidade em usar uma aplicação de menor complexidade (WM2D) que seja capaz de reproduzir resultados aproximados aos já obtidos nos modelos numéricos descritos no artigo de referência [1] e que se encontram devidamente validados pela realização de um ensaio experimental à escala real igualmente descrito no mesmo artigo de referência.

Neste subcapítulo começar-se-á por apresentar e descrever o caso de estudo e posteriormente serão apresentados os gráficos dos resultados obtidos nos modelos numéricos documentados no artigo de referência [1]. O objetivo deste trabalho será alcançar curvas de resultado semelhantes às obtidas nos modelos de referência [1] usando o software WM2D.

O caso de estudo consiste na simulação dinâmica da colisão entre uma carruagem (B) munida de uma velocidade inicial de 52km/h com uma massa total de 70 toneladas contra a composição de duas carruagens (A e C) inicialmente em repouso e com massas 60,4 e 30,5 toneladas, respetivamente (Figura 11). As carruagens A e C (que inicialmente estão em repouso) encontram-se sem acionamento de qualquer tipo de sistema de travagem e nenhuma forma de atrito no deslocamento é considerada.

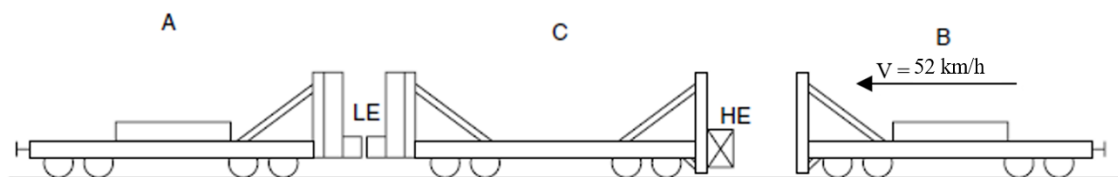


Figura 11 Esquema de colisão usado no teste experimental e na modelação numérica [1]

A carruagem C no lado em que ocorre a colisão com a carruagem B possui uma

estrutura responsável por dissipar a alta energia proveniente do impacto. Esta estrutura pretende recriar o comportamento de um *buffer* de alta capacidade de dissipação de energia. No artigo de referência [1] esta zona de alta energia (HE / *high energy*) é composta por um *buffer* de alta energia designado por *honeycomb*.

As carruagens A e C encontram-se conectadas através de um engate (*coupler*) e cada uma delas possui dois *buffers* responsáveis por amortecer / dissipar energia em caso de ocorrer uma colisão ferroviária. É de notar, que nos modelos numéricos desenvolvidos pelo autor apenas é modelado um *buffer* por carruagem que será responsável por representar a energia absorvida pelo respetivo par. Ao conjunto dos *buffers* e do *coupler* entre as carruagens A e C o autor designou por zona de baixa energia (LE / *low energy*). A representação esquemática da carruagem A e C é apresentada na Figura 12, as respetivas massas e momentos de inércia são apresentadas na Tabela 2 e a caracterização dimensional encontra-se na Tabela 3.

A carruagem B é também esquematicamente representada/caracterizada conforme a Figura 12, Tabela 2 e Tabela 3, porém, tal como é evidenciado na Figura 11, difere das demais carruagens por não possuir na sua composição nenhuma zona de dissipação de energia (*buffers*).

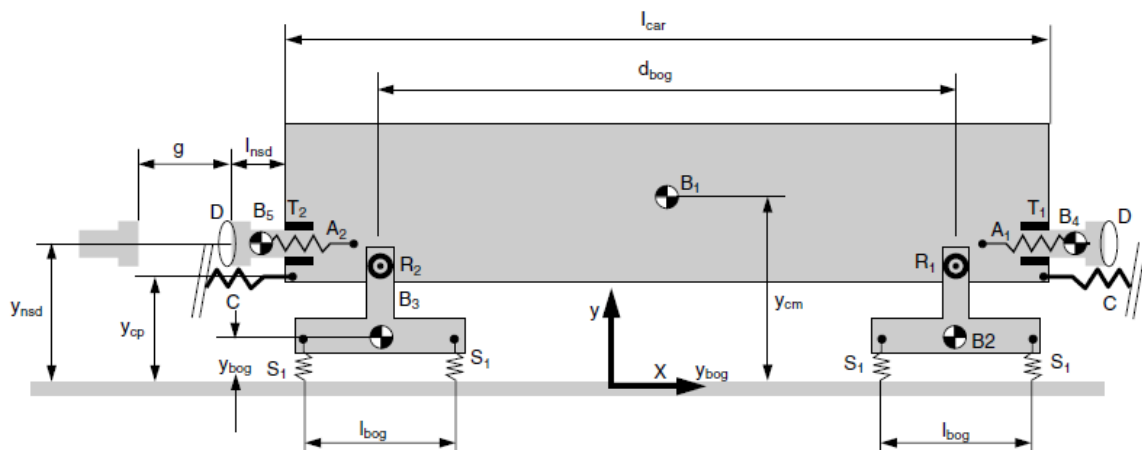


Figura 12 - Modelo de carruagem [1]

Tabela 2 - Massas e momentos de inércia dos corpos que compõem as carruagens [1]

	Car A		Car C		Car B	
	M (kg)	J (kg m ²)	M (kg)	J (kg m ²)	M (kg)	J (kg m ²)
B ₁	51503	626948	21403	388987	61200	668399
B ₂	4400	1466	4400	1466	4400	1466
B ₃	4400	1466	4400	1466	4400	1466
B ₄	80	1	255	27		
B ₅			80	1		
Total	60383		30538		70000	

M – mass; J – polar moment of inertia

Tabela 3 - Dimensões [mm] dos corpos que compõem as carruagens [1]

	Car A	Car C	Car B
l_{car}	11 600	11 600	11 600
d_{bog}	7000	7000	7000
l_{bog}	1800	1800	1800
g	300	300	300
l_{nsd}^{**}	1500/498	1500/498	1500/498
y_{cm}	1168	1344	1224
y_{bog}	710	710	710
y_{cpl}	1060	1060	1060
y_{nsd}^{**}	1259/1060	1259/1060	1259/1060

**high energy/low energy

O *buffer (honeycomb)*, representativo da zona de dissipação de alta energia HE, conforme indicado pelo fornecedor do equipamento é caracterizado pela curva força-deformação apresentada na Figura 13. Possui capacidade em se deformar no máximo 1000 mm, sendo para isso necessário exercer uma força de compressão de 3000 kN.

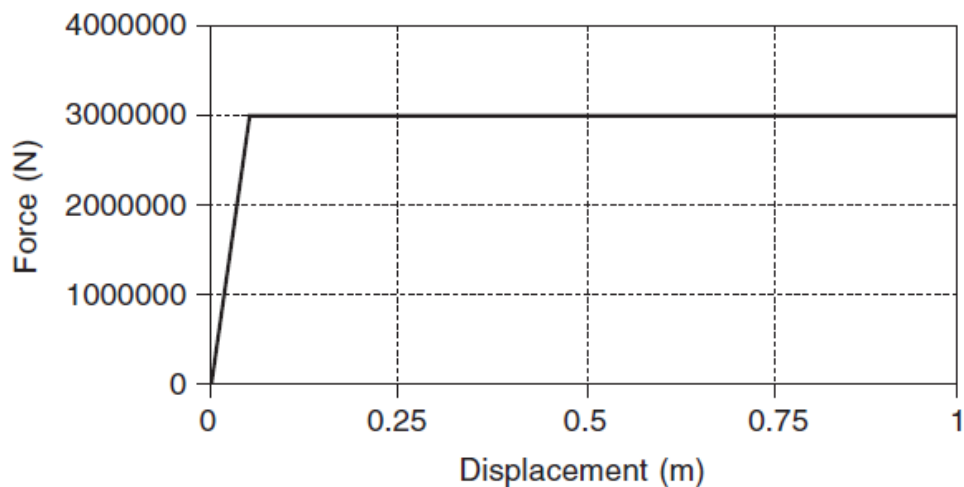


Figura 13 – Curva força-deformação teórica do *honeycomb* [1]

Os *buffers*, existentes na zona de baixa energia LE, entre a carruagem A e C são caracterizados pela curva força-deformação apresentada na Figura 14.

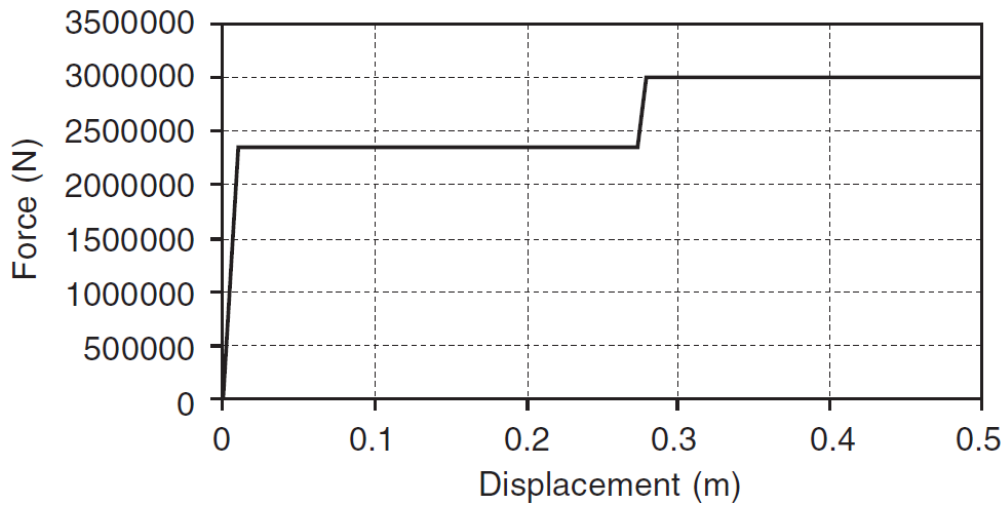


Figura 14 - Curva força-deformação teórica dos *buffers* [1]

Por sua vez, a curva força-deformação do *coupler* existente entre a carruagem A e C é apresentada na Figura 15. Quando ocorre a colisão, este componente começa a deformar (absorver energia) em simultâneo com o *buffer* de alta energia (*honeycomb*). Quando atinge uma deformação de 300 mm o *coupler* colapsa/fratura, perdendo a capacidade de absorver energia e deixa de haver uma união entre as carruagens A e C, ou seja, a partir deste momento nada impede as carruagens de se afastarem. Nesse exato instante, ocorre também o contato entre o *buffer* da carruagem A e C iniciando-se o trabalho de absorção de energia nestes componentes.

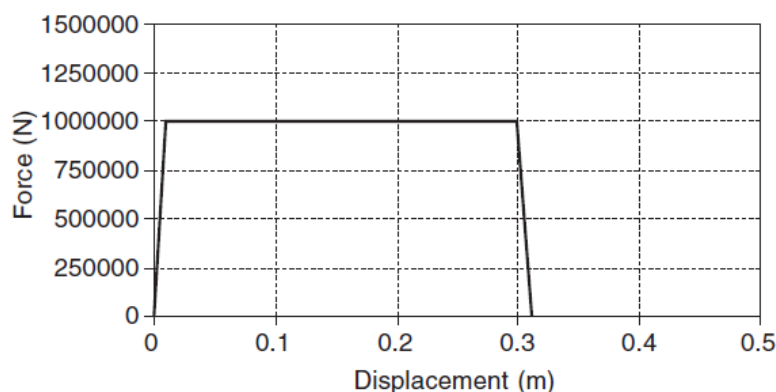


Figura 15 - Curva força-deformação teórica do *coupler* [1]

Cada uma das carruagens encontra-se ligada a dois *bogies* por meio de juntas de revolução (Figura 12 – R1 e R2) que por sua vez encontra-se apoiado em molas que pretendem simular o comportamento da suspensão de cada uma das carruagens (Figura

12 – S1). Estas molas possuem um curso total de 0,08 m, são caracterizadas pelas curvas força–deformação apresentadas na Figura 16 e durante o seu curso são caracterizadas pelas constantes de rigidez K_1 e K_2 (dependendo da deformação instantânea). Na eventualidade, de o curso de 0,08 m ser ultrapassado durante a simulação numérica, as molas passam a ser caracterizadas pela constante de rigidez K_3 que tem um valor dez vezes superior ao K_2 . Esta contante de rigidez K_3 serve para simular que a suspensão consumiu todo o seu curso disponível colidindo com os batentes de fim de curso da mesma e passando assim a força para as carruagens.

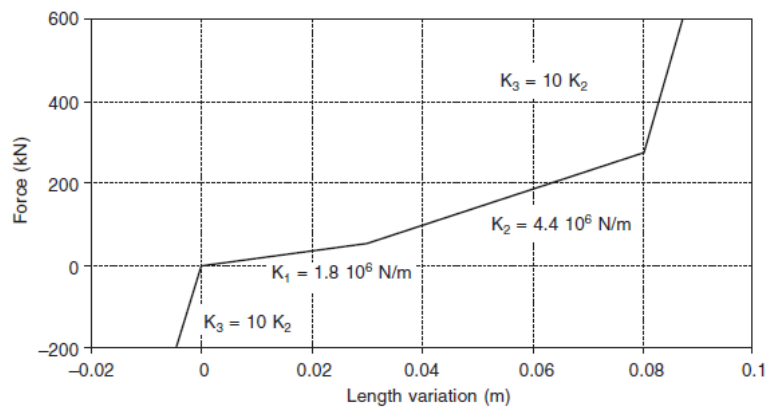


Figura 16 - Curva força-deformação teórico das molas que simulam a suspensão das carruagens [3]

Com base no modelo de carruagem apresentado e nas curvas características de cada um dos dispositivos (*honeycomb*, *buffers*, *coupler* e suspensões) o autor [1] montou o primeiro modelo numérico ao qual intitulou de “*Validated multibody model with design specifications*”.

3.3.1 Modelo “Validated multibody model with design specifications”

Na Figura 17 é apresentado o comportamento da curva força-deformação do *honeycomb* no modelo numérico sendo que se regista uma força máxima de 3000 kN e uma deformação máxima de 950 mm (não foi por isso atingida a capacidade máxima de deformação deste componente, que como visto anteriormente é de 1000 mm).

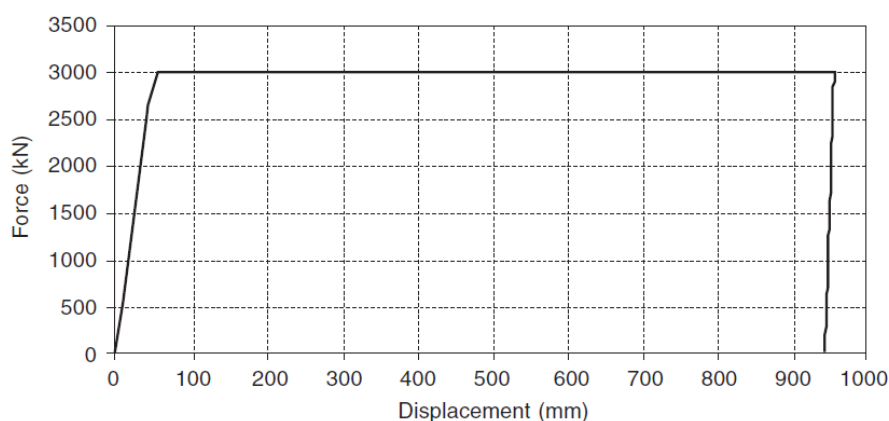


Figura 17 - Curva força-deformação do *honeycomb* calculada no modelo “*Validated multibody model with design specifications*” [1]

Em relação aos *buffers*, verifica-se que o *buffer C* deforma-se mais do que o *buffer A*. Regista-se uma deformação máxima teórica para o *buffer C* de aproximadamente 270 mm e de aproximadamente 160 mm para o *buffer A*. A curva descrita para os *buffers* é também igual à respetiva curva teórica (Figura 14) considerando-se por isso devidamente validadas.

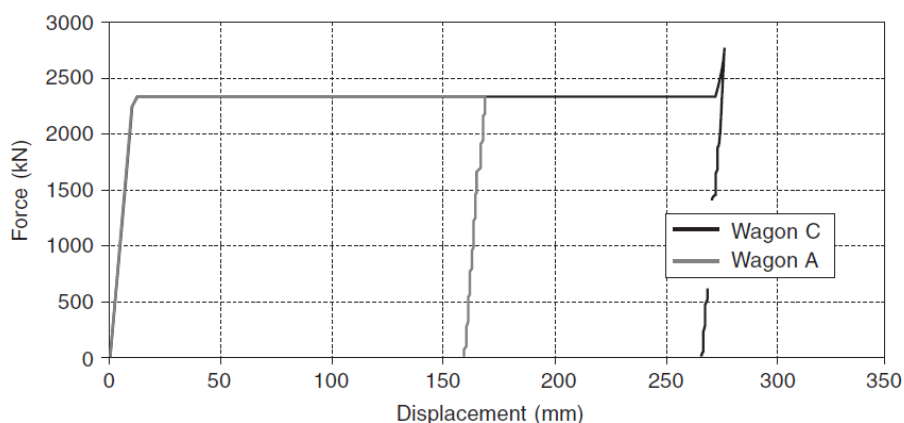


Figura 18 – Curva força-deformação do *buffer* da carruagem A e C calculada no modelo “*Validated multibody model with design specifications*” [1]

A curva força-deformação calculada pelo modelo numérico para o *coupler* (Figura 19) é igual à curva teórica (Figura 15), considerando-se por isso validada. Verifica-se também que o *coupler* esgotou toda a sua capacidade em absorver energia e, portanto, sofreu um “*shear off*” por volta dos 300 mm de deformação.

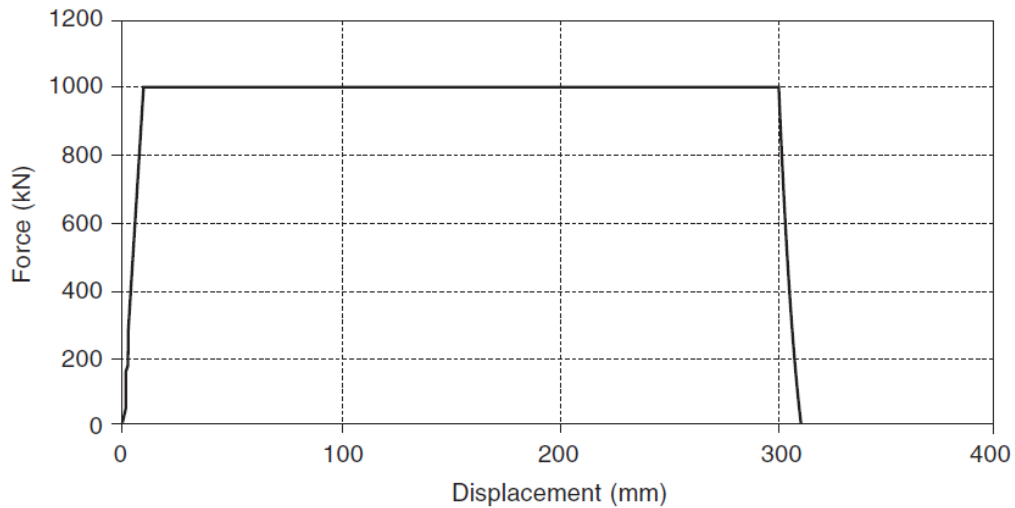


Figura 19 - Curva força-deformação do *coupler* calculada no modelo “Validated multibody model with design specifications” [1]

No que diz respeito às velocidades (Figura 20), o modelo proposto faz uma boa correlação com o comportamento real, notando-se naturalmente, curvas mais suaves do que as registadas na realidade já que no ensaio experimental existem muitas mais variáveis que causam perturbações nas curvas da velocidade (por exemplo: atritos, perfil do percurso e resistência aerodinâmica).

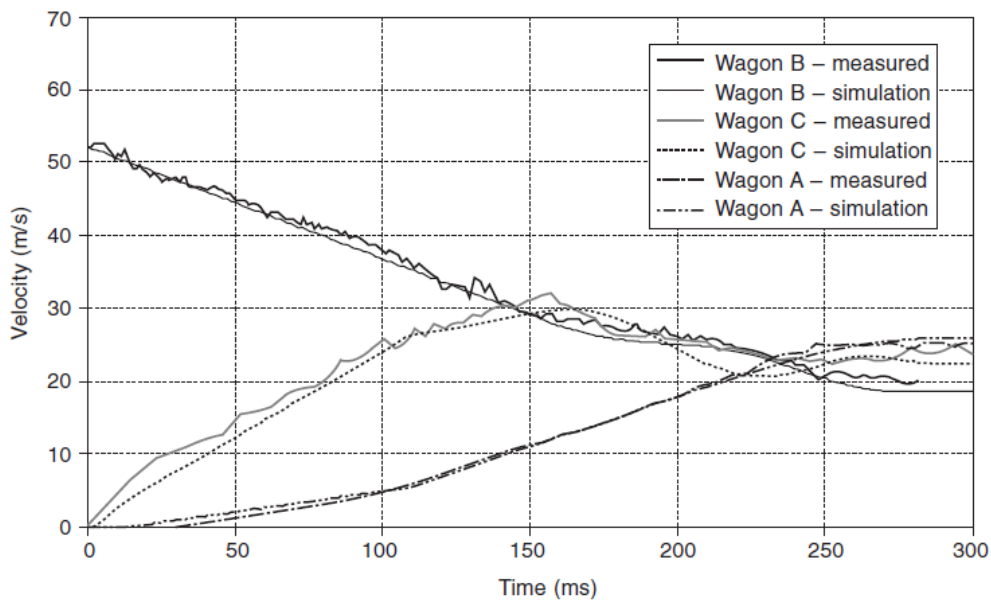


Figura 20 - Comparação dos valores simulados com os valores experimentais das velocidade das carruagens – Modelo “Validated multibody model with design specifications” [1]

As curvas de energia absorvida em função do tempo calculadas no modelo numérico encontram-se representadas na Figura 21 sendo claramente visível que o *honeycomb*, tal como já anteriormente comentado, é o dispositivo responsável por

absorver a maior quantidade de energia (2780 kJ) e o total dos dispositivos da zona de baixa energia (*buffer A + buffer C + coupler*) apenas são responsáveis por absorver 1297 kJ. Assim, o modelo numérico prevê que o *honeycomb* consiga absorver 2,1 vezes mais energia do que a absorvida pelos dispositivos da zona de baixa energia.

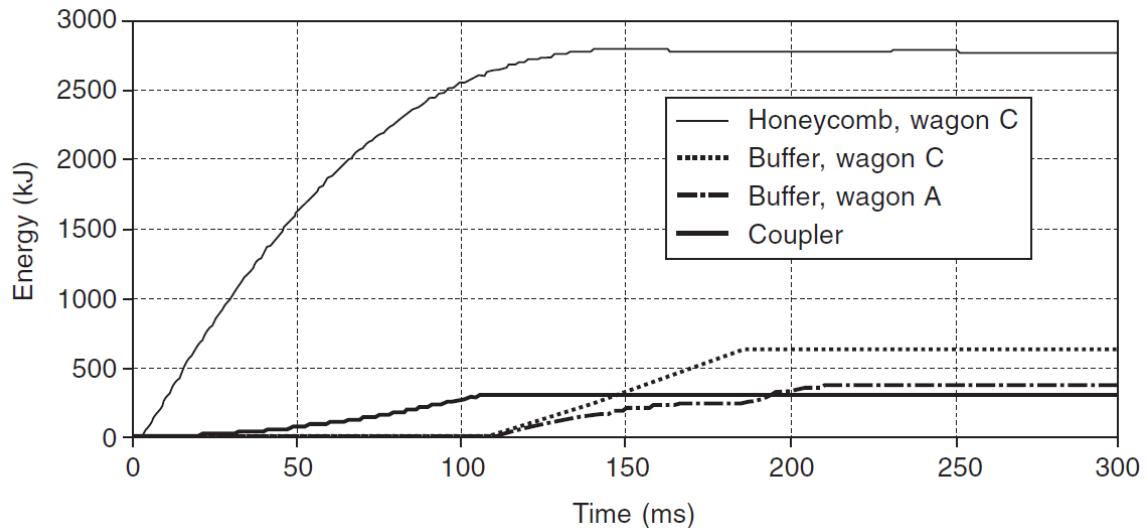


Figura 21 – Curva da energia absorvida ao longo do tempo para os diferentes dispositivos - Modelo “*Validated multibody model with design specifications*” [1]

Na Tabela 4 encontra-se particularizada a energia que foi absorvida pelos diferentes dispositivos envolvidos, o somatório/total de energia absorvida na zona de baixa energia LE e a energia total absorvida pelo sistema (zona de baixa energia LE + zona de alta energia HE).

Tabela 4 – Total de energia absorvida em cada um dos dispositivos - Modelo “*Validated multibody model with design specifications*” [1]

Component	Absorption	Remarks	Test data
Buffers	Wagon C: 624 kJ Wagon A: 373 kJ Total: 997 kJ	This result does not include structural deformation behind the buffers No structural deformation occurs in the simulation	280 kJ
Coupler	300 kJ	Test data includes structural deformation behind the coupler	835 kJ
Low energy end	1297 kJ	Test data includes structural deformation behind the coupler and buffers	1435 kJ
Front Honeycomb	2780 kJ		3016 kJ
Total Energy Absorption	4077 kJ		4451 kJ

Fazendo a comparação com os valores de energia absorvida durante o ensaio experimental que constam na Tabela 4 na coluna “*Test data*” é possível concluir que embora o total de energia absorvida na zona LE apresente um erro de apenas de 10,6%, os parciais que compõem o total de energia desta zona (*buffers + coupler*) apresentam

diferenças muito superiores. O *coupler* segundo o modelo absorveu 300 kJ enquanto no ensaio experimental absorveu 835kJ e o *buffer A* no modelo absorveu 624 kJ enquanto no ensaio experimental absorveu 280 kJ.

Sendo a energia absorvida dada pelo produto da força pela deformação do respetivo dispositivo, verificou-se a necessidade em modificar as curvas força-deformação quer dos *buffers* quer do *coupler* para alcançar valores de energia mais próximos aos experimentais para estes dispositivos. É de notar também que no ensaio experimental foram observadas deformações no dispositivo estrutural que se encontra atrás dos *buffers* e *couplers* revelando que quer os *buffers*, quer o *coupler* atingiram as suas deformações máximas admissíveis. Como são apresentados danos estruturas atrás do *coupler* verifica-se também que este contrariamente ao previsto não fraturou passando energia para a estrutura. No artigo de referência [1] é ainda dito que parte da resistência do *coupler* estava a ser incluída na curva força-deformação dos *buffers*.

Em relação aos valores de energia absorvida pelo *honeycomb*, o modelo numérico faz uma boa previsão (com apenas 7,8% de erro) pelo que poderá afirmar-se que a curva força-deformação teórica aplicada é bastante representativa da realidade.

3.3.2 Modelo “Validated model with experimental specifications”

Devido às diferenças registadas nos resultados das energias absorvidas pelos *buffers* e *coupler* foi necessário proceder à modificação das curvas força-deformação que representam estes elementos. Esta alteração levou o autor à criação de um novo modelo numérico intitulado por “*Validated model with experimental specifications*” [1]

Na Figura 22 apresenta-se a curva força-deformação experimental registada para o *coupler*, a curva força-deformação da energia total absorvida pela zona de baixa energia e a nova curva força-deformação a considerar no novo modelo numérico para o mesmo dispositivo.

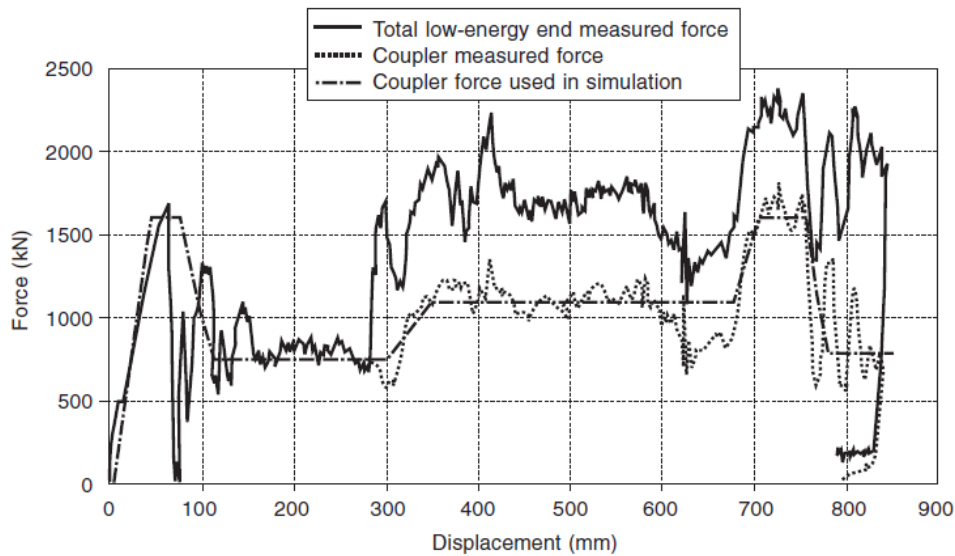


Figura 22 - Comparação das curvas força-deformação do *coupler* e de total da zona de baixa energia com os valores experimentais - Modelo “Validated model with experimental specifications” [1]

Na Figura 22 apresenta-se a nova curva força-deformação gerada para os *buffers* de baixa energia sendo que como estes dispositivos fisicamente só se conseguem deformar 200 mm, foi adicionado um *plateau* de 1600 kN que servirá para simular o momento em que o dispositivo estrutural que se encontra atrás destes elementos se começa a deformar. Quer isto dizer, que a curva deste dispositivo na verdade contempla não só a deformação que ocorre no mesmo como também a deformação que ocorre no dispositivo estrutural caso seja excedido os 200 mm de deformação nos *buffers*.

O ensaio experimental revelou que o dispositivo estrutural atrás do *buffer C* se deformou (Figura 24) e, portanto, será expectável que a simulação numérica revele que o *plateau* que representa a deformação desta estrutura seja atingido.

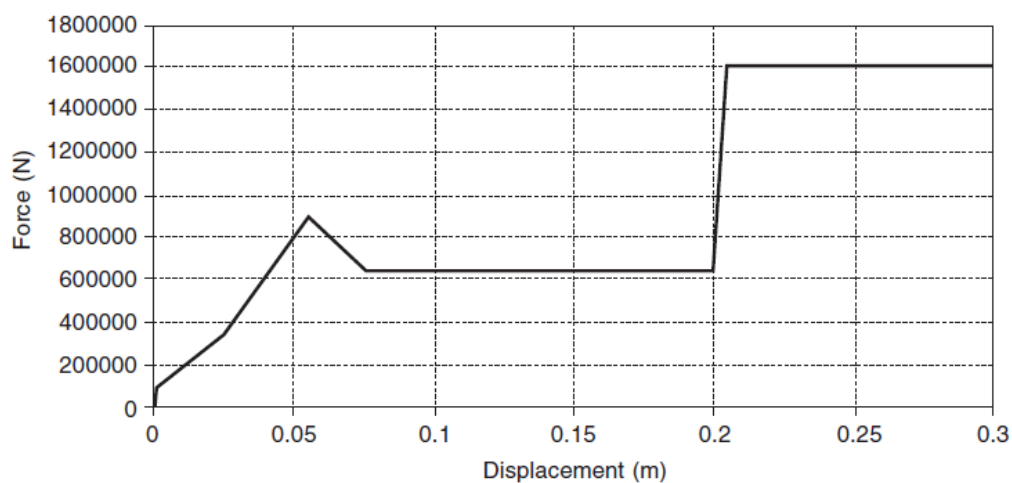


Figura 23 – Nova curva força-deformação representativa dos *buffers* de baixa energia (carragem A e C) - Modelo “Validated model with experimental specifications” [1]

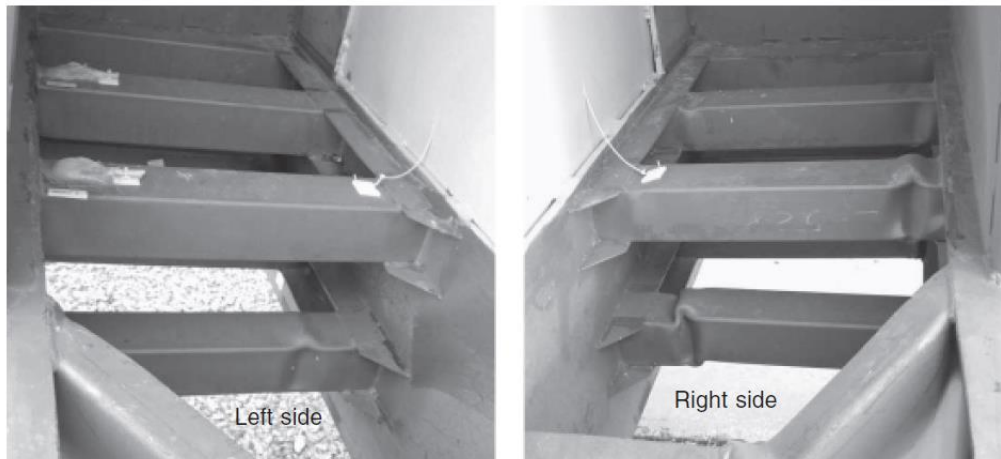


Figura 24 – Deformação do dispositivo estrutural atrás dos *buffers* [1].

Na Tabela 5 apresenta-se a comparação da energia absorvida nos diferentes dispositivos entre o ensaio experimental e os resultados obtidos no novo modelo numérico (*Validated model with experimental specifications*). As diferenças registadas nos *buffers* e *coupler* são agora muito menores comparando com os resultados que foram obtidos no modelo inicial (*Validated multibody model with design specifications*).

Tabela 5 - Total de energia absorvida em cada um dos dispositivos - Modelo “*Validated model with experimental specifications*” [1]

Component	Simulation	Remarks	Test data
Buffers	Wagon A: 119 kJ Wagon C: 122 kJ Total: 241 kJ	This result does not include any structural deformation behind the buffers	280 kJ
Buffers	Wagon A: 158 kJ Wagon C: 314 kJ Total: 472 kJ	This result includes structural deformation behind the buffers	
Coupler	875 kJ	This result includes structural deformation behind the coupler	835 kJ
Low energy end	1348 kJ	This result includes structural deformation behind the coupler and buffers	1435 kJ
Front Honeycomb	2693 kJ		3016 kJ
Total Energy Absorption	4042 kJ		4451 kJ

Na Figura 25 e Figura 26 apresentam-se as acelerações longitudinais dos centros de massa da carruagem A e C, respetivamente, ao longo do tempo e devidamente comparadas com as acelerações obtidas experimentalmente.

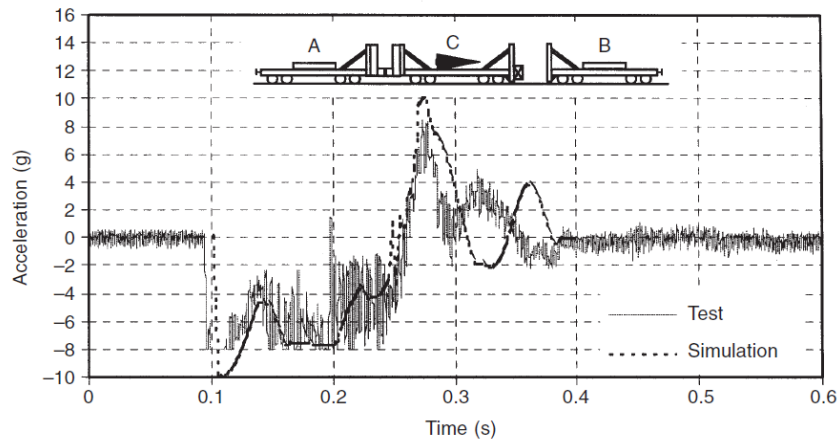


Figura 25 - Aceleração ao longo do tempo do centro de massa da carruagem A. Sobreposição dos valores experimentais e o Modelo “Validated model with experimental specifications” [1]

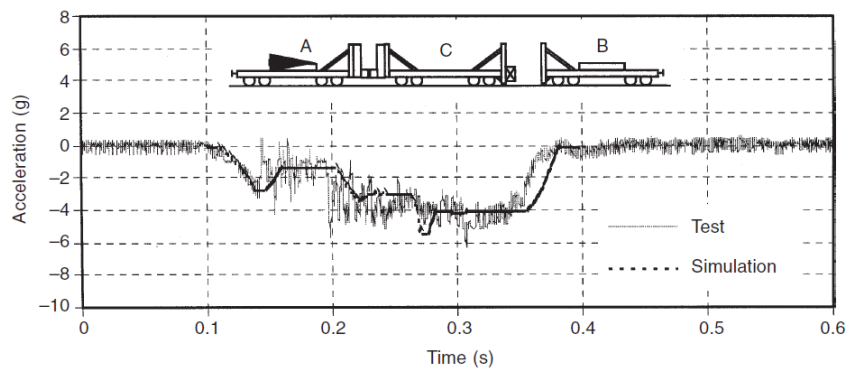


Figura 26 –Aceleração ao longo do tempo do centro de massa da carruagem C. Sobreposição dos valores experimentais e o Modelo “Validated model with experimental specifications” [1]

4. Simulação da colisão de veículos

Neste capítulo será apresentado todo o trabalho desenvolvido em WM2D para recriar a simulação validada no artigo de referência [1]. Começará por se fazer uma pequena apresentação do WM2D, de seguida a forma como foram controladas as constantes de rigidez das molas responsáveis por simular o comportamento dos diferentes dispositivos de segurança e por último são apresentados os três principais modelos desenvolvidos e os respetivos resultados obtidos.

Os modelos serão apresentados desde o mais simples (com apenas um grau de liberdade) e ao qual se denominou por “Modelo 1D” que serviu essencialmente para ensaiar os mecanismos de deformação dos componentes e validar as respetivas curvas força-deformação que os representam.

Posteriormente é apresentado o modelo denominado por “Modelo 2D” onde são incluídos os *bogies* de cada uma das carruagens e as respetivas suspensões. Neste modelo, devido à presença dos *bogies* e suspensões, as carruagens possuem mais graus de liberdade (translação segundo o eixo X e Y e rotação em torno do eixo Z). Nesta simulação foram levantadas as energias absorvidas nos diferentes componentes que serão devidamente comparadas, no capítulo seguinte, com os valores obtidos no modelo “*Validated Multibody model with design specifications*” [1].

Por último, apresenta-se o “Modelo 2D melhorado”, onde as curvas força-deformação dos *buffers* e *coupler* foram atualizadas para melhor representar o comportamento destes, tal como evidenciado pelo ensaio experimental. Os resultados deste modelo são assim comparados, no capítulo seguinte, com os resultados do modelo intitulado “*Validated model with experimental specifications*” [1].

4.1 WorkingModel2D (WM2D)

O WM2D, tal como já mencionado, é um software que assenta sobre a metodologia “dinâmica multicorpo” e que permite o estudo da cinemática e dinâmica de sistemas mecânicos. Para isso o software permite a criação de geometrias 2D representativas de corpos rígidos devidamente caracterizados pelas suas massas, inércias, geometrias e condições de ligação aos demais corpos. É um software que se distingue dos demais softwares de análise de dinâmica multicorpo pela sua simplicidade de utilização

e rapidez com que efetua o cálculo das simulações.

Para análises mais complexas, o software permite a programação de scripts em Visual Basic, possuindo para esse efeito uma consola de programação própria. Alternativamente é também possível ligá-lo a softwares externos, tais como o Excel e o MATLAB. Esta ligação permite a troca bidirecional de dados em tempo real, isto é, a cada instante temporal calculado pelo WM2D podem ser enviados e recebidos dados de uma aplicação externa. Por exemplo, permite o controlo da aceleração de um dado corpo rígido em função do tempo. Para esse efeito define-se a função da aceleração na aplicação externa de modo a que a cada instante “t” esta aceleração seja imposta ao corpo rígido.

Em resumo, o software WM2D, com base na metodologia de dinâmica multicorpo, é uma ferramenta poderosa para a simulação e análise da cinemática e dinâmica de sistemas mecânicos. Ao modelar corpos rígidos interligados, articulações e restrições, é possível estudar o comportamento global do sistema com base na avaliação de acelerações, deslocamentos, velocidades, interações entre os corpos, entre outros.

No contexto do projeto de dispositivos de segurança ferroviários, a rapidez das simulações é claramente uma vantagem, permitindo a realização eficiente de diferentes casos de estudo e condições operacionais permitindo visualizar as consequências de diferentes parâmetros e condições iniciais numa colisão. Combinando os princípios da mecânica clássica com a tecnologia moderna de simulação, é possível obter conclusões valiosas sobre o comportamento de sistemas mecânicos.

4.2 Interface de comunicação Excel / WM2D

Como os corpos deformáveis (*buffers, couplers e honeycomb*) apresentam comportamentos não lineares (constante de rigidez variável em função da deformação) surgiu a necessidade de a cada instante temporal calcular a constante de rigidez e proceder à sua atualização no WM2D para que a força de reação fosse assim devidamente ajustada. Durante o estudo concluiu-se que o WM2D permite fazer o ajuste de parâmetros *in loco* de duas formas: programando um script na consola própria do software que usa por base a linguagem Visual Basic ou através da ligação do WM2D ao Excel.

Inicialmente foi ponderado escolher o caminho da programação em Visual Basic devido à flexibilidade superior da ferramenta, mas a interligação do WM2D com o Excel

revelou-se suficiente e mais simples.

A interligação do WM2D com o Excel consiste nos seguintes passos:

- Estabelecer a ligação entre o ficheiro de modelação WM2D e o ficheiro Excel seguindo os passos identificados na Figura 27, identificando a diretoria onde o Excel está instalado (no campo *Application*) assim como qual o ficheiro a ser usado para a configuração (no campo *Document*).

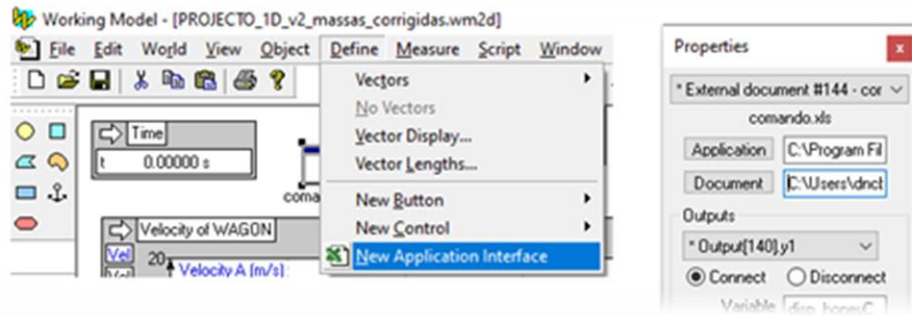


Figura 27 - Menu de configuração de ligação a aplicações externas [WM2D]

- No WM2D criar um output para cada uma das variáveis (forças, energias, deslocamentos...) que se pretendem controlar através do Excel. Para isso seleccionar o objeto respetivo carregando com o botão direito do rato e seleccionando o menu “*measure*” para escolher a variável pretendida. Como exemplo se for seleccionada uma mola, conforme mostrado na Figura 28, as propriedades que são possíveis de colocar em Output são a sua força, comprimento, velocidade, aceleração e potência.

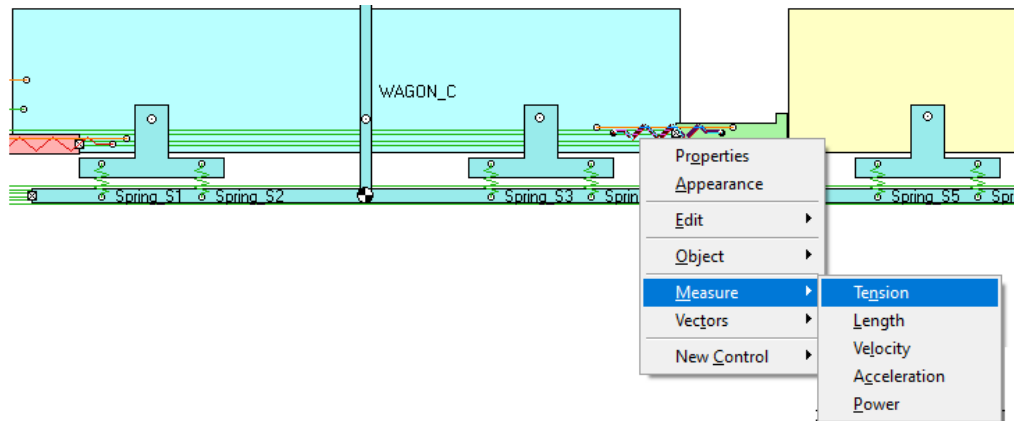


Figura 28 - Definição das variáveis Output [WM2D]

- Abrindo as propriedades da “*Application interface*” criada conforme mostrado na Figura 27 identificar a variável output que se pretende enviar para o Excel e identificar em que célula se pretende armazenar o seu valor (Figura 29). De salientar que é necessário atribuir um nome à célula Excel onde se pretende armazenar o valor conforme

evidenciado na Figura 29.

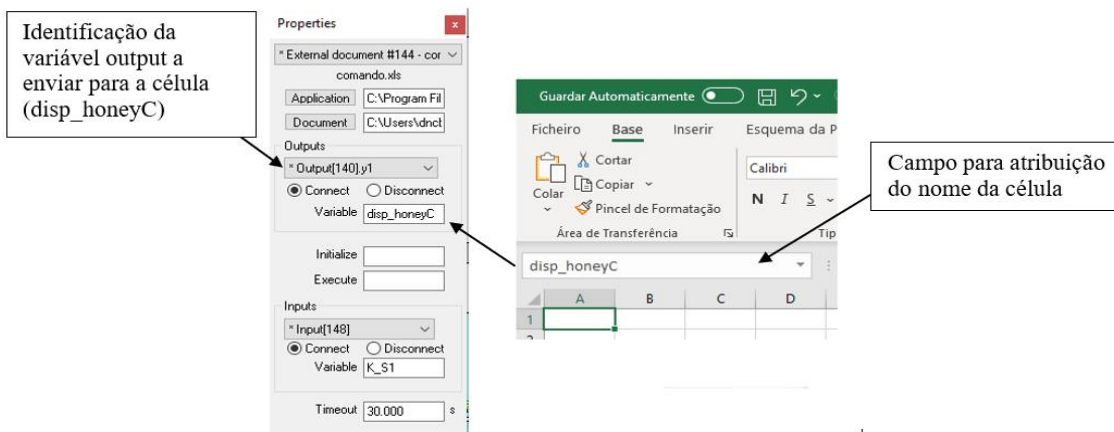


Figura 29 - Exemplo de ligação de uma variável output a uma célula Excel [WM2D]

- No Excel criar as fórmulas que em função dos Outputs provenientes do WM2D calculam quais os valores a enviar de volta ao mesmo. Como exemplo, como Output pode-se ter uma deformação que após entrar no Excel é utilizada para computação de uma constante de rigidez, que por sua vez é enviada para o WM2D e armazenada internamente numa variável input a ser usada no próximo ciclo de computação. Os valores que se pretendem enviar para o WM2D devem mais uma vez ser armazenados em células devidamente identificadas por um nome e ligadas fazendo o procedimento reverso ao descrito para a ligação das variáveis outputs (Figura 29).

- Para receber os valores calculados em Excel é necessário criar as caixas Input no WM2D que os vão receber. Para isso seleciona-se o objeto no qual está alojado uma dada propriedade que se pretende controlar clicando com o botão direito do rato e selecionado a opção *new control* (Figura 30). Nesta opção são apresentadas todas as variáveis/propriedades que são possíveis de controlar. Depois de criada a caixa Input basta aceder às suas propriedades para saber qual a sua identificação (exemplo Input[x]) que será preciso identificar na *Application interface* (Figura 29) para a associar a uma célula Excel. Pegando no exemplo dado anteriormente, estando calculada a constante de rigidez, o valor é enviado para uma caixa input dentro do WM2D que por sua vez encontra-se ligada à propriedade “*Spring constant*” de uma mola em específico.

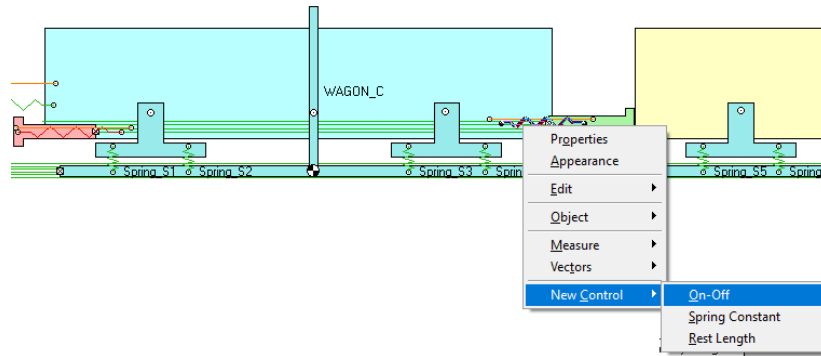


Figura 30 - Criação das caixas Input [WM2D]

Esquemáticamente a interligação acontece conforme mostrado na Figura 31 e apresenta-se na Figura 32 a folha Excel que foi usada para controlo das simulações numéricas usadas no âmbito deste trabalho.

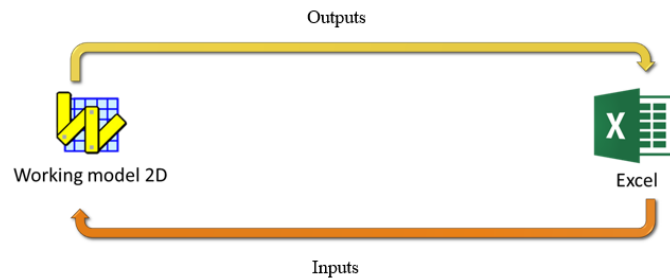


Figura 31 - Esquema de comunicação WM2D / Excel

	A	B	C	D	E	F	G	H
1	Time (s)	0	RESET					
2								
3								
4	Wagon A			Wagon B			Wagon C	
6	Speed (m/s)	0		Speed (m/s)	0		Speed (m/s)	0
7	Acceleration (m/s ²)			Acceleration (m/s ²)			Acceleration (m/s ²)	
8	Buffer 1 (RH)			Suspension S5			Honeycomb (RH)	
9	Instant displacement (m)	0,1563294		Instant displacement (m)	0,045054273		Instant displacement (m)	0,959700266
10	Instant K (N/m)	14968393,6		Instant K (N/m)	4400000		Instant K (N/m)	3125976,00
11	Instant reaction Force (N)	2340000		Instant reaction Force (N)	198238,7994		Instant reaction Force (N)	3000000
12	Suspension S9			Suspension S6			Coupler 6 (LH)	
13	Instant displacement (m)	0,03115496		Instant displacement (m)	0,01605312		Instant displacement (m)	0,73079057
14	Instant K (N/m)	4400000		Instant K (N/m)	1800000		Instant K (N/m)	0,00E+00
15	Instant reaction Force (N)	137081,841		Instant reaction Force (N)	28895,61641		Instant reaction Force (N)	0
16	Suspension S10			Suspension S7			On/off	
17	Instant displacement (m)	0,06039538		Instant displacement (m)	0,026970174		On/off	1
18	Instant K (N/m)	4400000		Instant K (N/m)	1800000		Coupler 6 (LH)	
19	Instant reaction Force (N)	265739,681		Instant reaction Force (N)	48546,3133		Instant displacement (m)	0,274273006
20	Suspension S11			Suspension S8			Instant K (N/m)	9045765,133
21	Instant displacement (m)	0,01989673		Instant displacement (m)	0,056803312		Instant reaction Force (N)	2481009,193
22	Instant K (N/m)	1800000		Instant K (N/m)	4400000		Suspension S1	
23	Instant reaction Force (N)	35814,1117		Instant reaction Force (N)	249934,572		Instant displacement (m)	0,006454407
24	Suspension S12						Instant K (N/m)	1800000
25	Instant displacement (m)	0,01267534					Instant reaction Force (N)	11617,93271
26	Instant K (N/m)	1800000					Suspension S2	
27	Instant reaction Force (N)	22815,6144					Instant displacement (m)	0,006172922
28							Instant K (N/m)	1800000
29							Instant reaction Force (N)	11111,25941
30							Suspension S3	
31							Instant displacement (m)	0,012796753
32							Instant K (N/m)	1800000
33							Instant reaction Force (N)	23034,15501

Figura 32 - Folha de comando em Excel

4.3 Desenvolvimento dos modelos de dinâmica multicorpo em WM2D

4.3.1 Modelo 1D

Com base no esquema cinemático das carruagens (Figura 12), nas respetivas massas e momentos de inércia (Tabela 2) e nas dimensões (Tabela 3) começou por se desenvolver um modelo inicial em WM2D permitindo simplesmente movimentos no eixo X (1 dimensão) e onde o principal objetivo foi conseguir validar o comportamento/cinemática do *honeycomb* (zona de alta energia) e dos *buffers* e *coupler* (zona de baixa energia).

Os *buffers* (de baixa e alta energia) foram construídos em WM2D como sendo corpos rígidos devidamente caracterizados pelas suas massas, momentos de inércia, centros de massa e respetivas dimensões e a cada um destes foi associada uma mola responsável por simular o comportamento deformável.

Tal como é referido em [1] definiu-se que os *buffers* e *coupler* sofrem deformações permanentes (completamente plástica), ou seja, a partir do momento em que ocorre o impacto qualquer um destes componentes não pode ter a capacidade de recuperar elasticamente. Surge assim a necessidade de adicionar algo às molas, que caracterizam estas deformações, de modo a não permitir a sua natural recuperação elástica. Para superar esta dificuldade associou-se a cada um destes componentes um elemento do tipo “*rope*” (corda) que a cada instante temporal sofre uma atualização do seu comprimento, isto é, a mesma proporção da mola que é comprimida é subtraída ao comprimento da corda não deixando assim a mola recuperar elasticamente. Esta corda é fixada numa das extremidades do corpo que simula o dispositivo e na outra extremidade à carruagem. Não menos importante, foi a necessidade de controlar a direção de deformação destes componentes. Para isso acoplou-se aos corpos que simulam os *buffers* um “*keyed slot joint*”, isto é, criou-se uma guia agarrada à carruagem e que apenas permite o movimento do dispositivo segundo o eixo X. As curvas que representam a força de reação destes componentes em função da respetiva deformação [1] foram devidamente modeladas no ficheiro Excel de forma a permitir a cada instante calcular a constante de rigidez de cada um destes componentes devolvendo-o por sua vez ao WM2D para que fosse usado no instante seguinte. Na Figura 33 é mostrado, como exemplo, como foi feita

a modelação do corpo rígido do *honeycomb*, da respetiva configuração da mola que simula a sua deformação e do elemento corda que limita a recuperação da mesma.

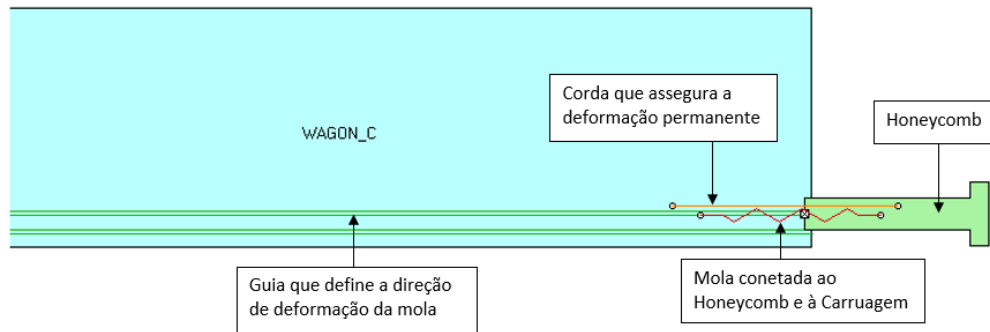


Figura 33 - Esquema de modelação do honeycomb [WM2D]

Na Figura 34 apresenta-se por sua vez as propriedades da corda e da mola que asseguram a deformação plástica permanente do componente.

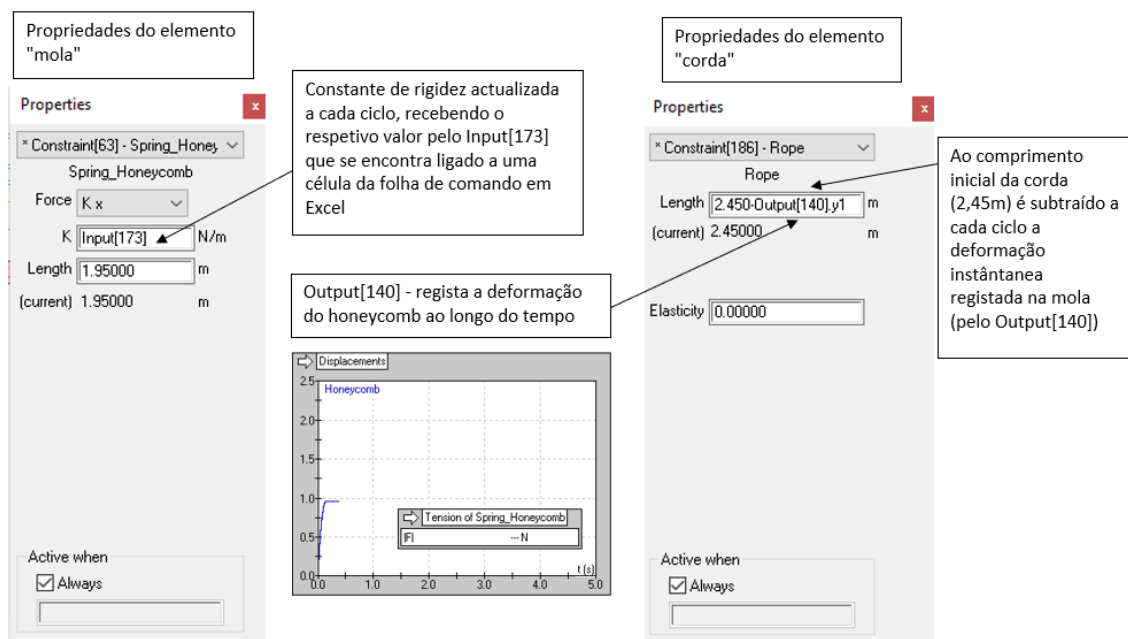


Figura 34 - Propriedades da mola e da corda que asseguram a deformação permanente do *honeycomb*

Em relação ao engate (*coupler*) como no artigo de referência [1] não existe qualquer tipo de caracterização em relação à sua massa e inércia, possivelmente por ser desprezável quando comparada aos demais componentes, este foi modelado no WM2D simplesmente por uma mola e uma corda (sem necessidade de modelar um corpo rígido associado). É também referido que, embora não seja um dispositivo de segurança, numa situação de colisão este componente tem capacidade de absorver parte da energia proveniente do impacto através da sua própria deformação (no modelo inicialmente

proposto no artigo de referência [1], este componente tem a capacidade de se deformar no máximo 0,3 m, sofrendo um “*shear off*”/fraturando posteriormente). Por esta razão surgiu a necessidade de monitorizar a cada instante a deformação instantânea deste componente para que quando fosse atingida uma deformação igual a 0,3 m, fosse possível “desligá-lo”, passando a sua constante de rigidez para 0 N/m. Com a constante de rigidez a 0 N/m, o componente deixa de conseguir oferecer força de reação, não tendo assim mais capacidade de absorver energia. Para esse efeito criou-se inicialmente em Excel uma variável binária que em função da deformação instantânea apresentava o valor 1 (ligado) quando a deformação era inferior ou igual a 0,3 m e o valor “0” (desligado) quando a deformação era superior aos 0,3 m. O valor binário era por sua vez enviado a cada instante para uma variável input dentro do WM2D que por sua vez era ligado à mola que simula o comportamento do *coupler* ligando/desligando o componente. Mais tarde no decorrer deste trabalho percebeu-se que existia uma forma mais simples/direta de controlar os *couplers* sem necessidade de recorrer à interligação de variáveis entre os dois softwares bastando somente colocar dentro do parâmetro do componente (“*active when*”) a condição que define o ligar/desligar do mesmo. Embora a metodologia inicial, interligando os dois softwares, funcionasse acabou por se abandonar o conceito. Na Figura 35 mostra-se como foi inserida esta condição na corda que simula o *coupler*.

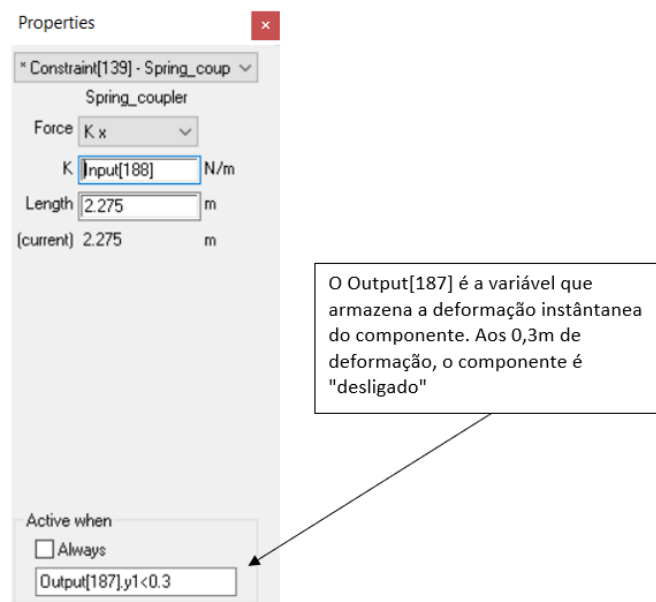


Figura 35 - Controlo de atividade do coupler em função da deformação instantânea

Desde o momento em que se regista a colisão até se atingir no *coupler* uma deformação de 0,3 m os *buffers* (da carruagem A e C) encontram-se afastados só entrando de facto em contato quando ocorre a fratura/colapso do *coupler*. A corda, que se encontra ligada nas suas extremidades à carruagem A e C assume a função de garantir que enquanto

o engate se encontra operacional (deformação menor do que 0,3 m) as carruagens não têm qualquer tipo de possibilidade de se afastar devido ao impacto. Nas primeiras versões do modelo 1D esta corda não foi incluída e quando se registava a colisão da carruagem B com a C observava-se um afastamento entre as carruagens A e C, ou seja, era como se não existisse uma acoplagem entre ambas (a energia potencial que a mola do *coupler* ganhava durante o impacto resultava numa força de reação em ambas as suas extremidades “empurrando” estas duas carruagens e promovendo o seu afastamento).

Na Figura 36 apresenta-se, em pormenor, a modelação que foi feita em WM2D na zona de baixa energia (*buffers* e *coupler*).

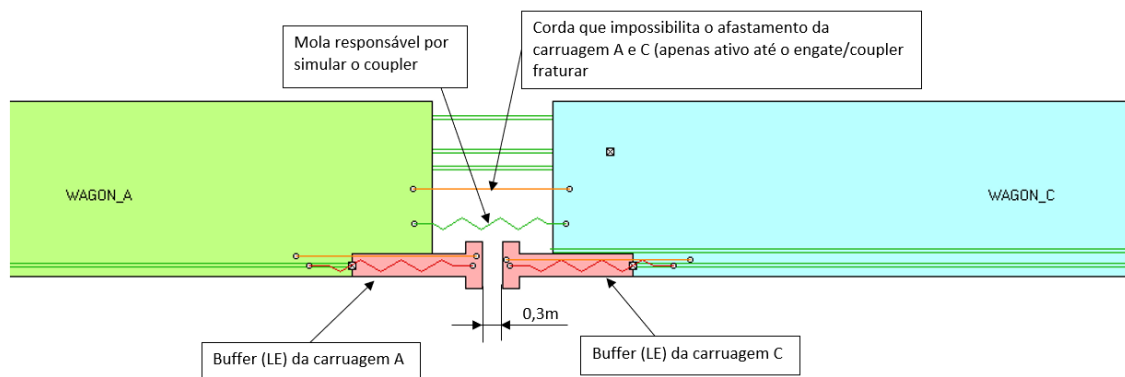


Figura 36 - Esquema de modelação do engate (*coupler*) e dos *buffers* de baixa energia (WM2D)

Em todos os corpos rígidos que constituem o modelo colocou-se o respetivo coeficiente de restituição igual a 0 (tal como referido no artigo de referência [1]) não permitindo assim a ocorrência de ressaltos no momento em que se verifica o contacto/colisão entre os componentes. Este parâmetro aparece no WM2D nas propriedades dos corpos rígidos identificado como “*elastic*”.

Para o modelo 1D cada uma das carruagens envolvidas foi ligada a uma guia (“*keyed slot joint*”) permitindo somente um grau de liberdade (translação no eixo X).

Resta referir que neste modelo embora não tenham sido incluídos os corpos rígidos dos *bogies*, as massas dos mesmos foram contabilizadas nos corpos das carruagens.

Na Figura 37 apresenta-se a representação de uma carruagem (modelo 1D).

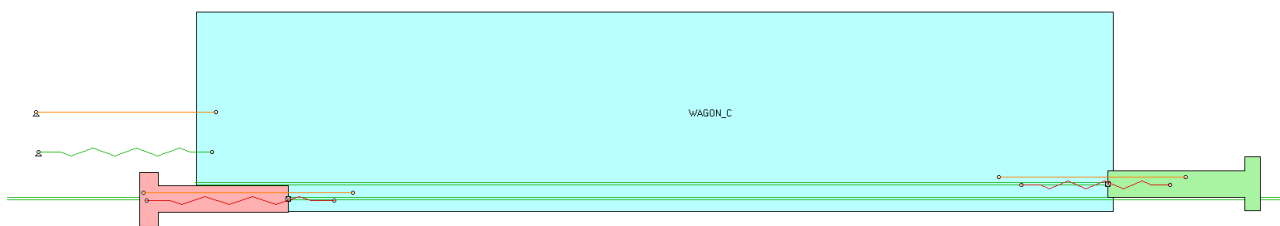


Figura 37 - Modelo de carruagem 1D em WM2D

Na Figura 38 é apresentado o modelo final 1D.

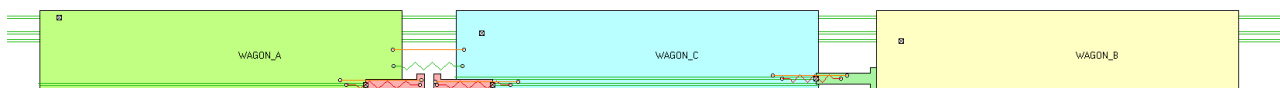


Figura 38 - Modelo 1D em WM2D

4.3.2 Modelo 2D

Tendo em vista alcançar um modelo mais aproximado ao apresentado no artigo de referência [1] construiu-se um novo modelo que teve por base o “Modelo 1D” e ao qual se chamou “Modelo 2D”. Neste novo modelo novas dificuldades surgiram nomeadamente em relação à forma de como controlar a possibilidade de as carruagens poderem sofrer movimentos no eixo Y e simultaneamente rodar em torno do eixo Z devido ao trabalho das suspensões. Para solucionar este problema a solução encontrada foi a de incorporar um corpo rígido com a forma geométrica de um “T” invertido e cuja massa e respetivo momento de inércia foram colocados a zero, querendo isto dizer que não existe qualquer tipo de impacto físico deste componente na simulação, produzindo apenas efeitos na cinemática das carruagens.

Em cada “perna vertical” de cada um dos T’s foi associada uma guia (“*slot joint*”). Cada uma destas carruagens foi por sua vez acoplada a cada uma destas guias com uma junta (“*pin joint*”) que permite não só o movimento ao longo do eixo da guia como a rotação em torno do no eixo Z. De referir que esta junta (“*pin joint*”) foi colocada exatamente sobre o centro de massa da carruagem.

Os *bogies* foram por sua vez ligados aos corpos rígidos que simulam as carruagens através de juntas (“*pin joint*”) e ligadas à “perna horizontal” dos T’s pelas molas que representam o comportamento das suspensões. Cada um dos T’s foi ainda associado a uma “*keyed slot joint*” horizontal para que este componente apenas se movimentasse segundo o eixo X. Na Figura 39 encontra-se um esquema/resumo do que foi descrito em relação aos graus de liberdade de uma carruagem.

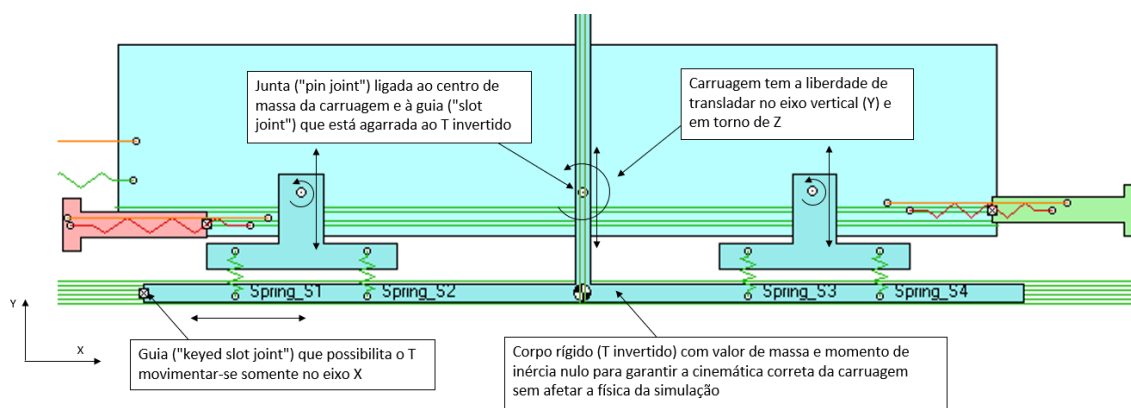


Figura 39 - Modelo de carruagem 2D em WM2D

Quando se inicia a simulação, quer as carruagens em repouso quer a carruagem que inicia com uma velocidade inicial de 52 km/h encontram-se sem qualquer força ou aceleração que provoque qualquer tipo de perturbação. Por esse motivo, as molas que compõem as suspensões de cada uma das carruagens devem estar no seu ponto de equilíbrio, ou seja, devem estar com a deformação necessária capaz de produzir uma força de reação com direção oposta ao peso de cada uma das carruagens de modo a garantir o equilíbrio estático das mesmas. No artigo de referência [1] é descrito que o ponto de equilíbrio das molas que compõem as suspensões de todas as carruagens ocorre quando estas possuem uma deformação de 0,03 m. Atendendo a que as massas das carruagens são diferentes e que as molas que compõem as suspensões apresentam curvas de força-deformação iguais não é possível que o ponto de equilíbrio de todas as molas seja igual. Por esse motivo, foi necessário determinar para cada uma das carruagens qual o respetivo ponto de equilíbrio das molas que compõem cada uma das suspensões. Para esse efeito criou-se um pequeno modelo numérico em WM2D para cada uma das carruagens (caracterizadas pelos mesmos valores de massas e inércias) e colocou-se um amortecedor ligado a cada um dos *bogies* e ao “T-invertido” (caracterizados por um coeficiente de amortecimento de 100000 N.s/m) de modo que as molas da suspensão oscilassem até atingirem o seu ponto de equilíbrio estático. Na ausência destes amortecedores e como não foram modelados atritos ocorreria conservação da energia mecânica e as suspensões iriam oscilar infinitamente. Na Figura 40 apresenta-se um exemplo do esquema da simulação que foi executado para o cálculo do ponto de equilíbrio de cada uma das suspensões das carruagens.

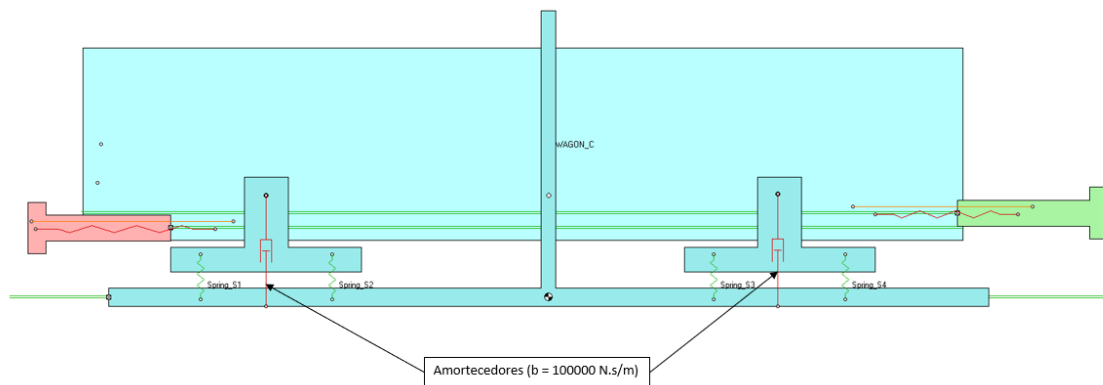


Figura 40 - Simulação para determinação do equilíbrio das molas das suspensões (exemplo usando a carruagem C)

Na Figura 41 apresenta-se a título exemplificativo o gráfico que representa a evolução da deformação instantânea das molas que compõem a suspensão da carruagem C até se atingir o respetivo ponto de equilíbrio (0,041m)

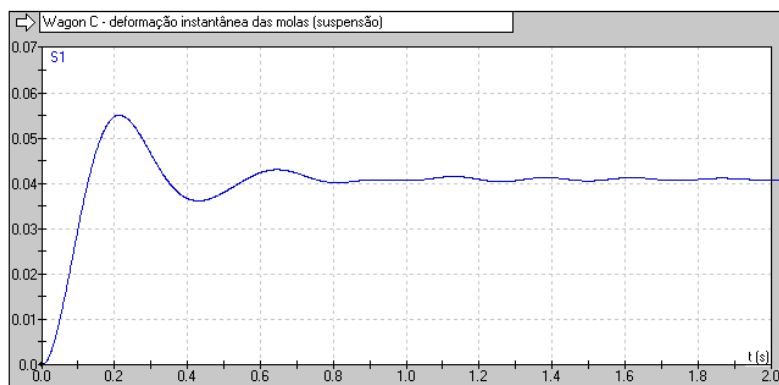


Figura 41 - Deformação instantânea das molas da suspensão da carruagem C (com amortecimento)

Na Tabela 6 apresenta-se um resumo dos valores obtidos para os pontos de equilíbrio de cada uma das suspensões. Naturalmente, como a carruagem C é a mais pesada (70 toneladas) é a que necessita de uma maior força de reação para anular o seu peso sendo por isso a que apresenta uma maior deformação para atingir o seu ponto de equilíbrio (0,091 m).

Tabela 6 - Pontos de equilíbrio das molas que compõem as suspensões das carruagens

	Mola	Comprimento inicial [m]	Comprimento equilíbrio [m]	Deformação (ponto de equilíbrio) [m]		
Carruagem C (30538 kg)	S1	0,651	0,61	0,041		
	S2					
	S3					
	S4					
Carruagem B (70000 kg)	S5	0,701		0,61	0,091	
	S6					
	S7					
Carruagem A (60383 kg)	S8	0,692			0,61	0,082
	S9					
	S10					
	S11					
	S12					

Na Figura 42 é apresentado o modelo final 2D.

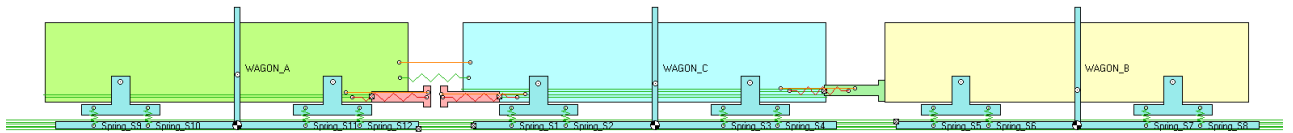


Figura 42 - Modelo 2D em WM2D

4.3.3 Modelo 2D melhorado

O ensaio experimental documentado no artigo de referência [1] revelou que as curvas força-deformação originalmente consideradas (Figura 49 e Figura 50) para os componentes da zona de baixa energia (*buffers* e *coupler*) eram pouco representativas do seu comportamento real. Por essa razão, com base nos valores experimentais recolhidos, o autor criou novas curvas para estes componentes.

O modelo 2D melhorado foi criado tendo por base o modelo 2D original já documentado. A diferença entre os dois modelos reside no facto de as curvas força-deformação dos *buffers* e *coupler* terem sido modificadas indo ao encontro das novas curvas propostas e validadas experimentalmente descritas no artigo de referência [1]. Foi também necessário remover a condição que simulava a fratura do *coupler* aos 0,3 m, já que de acordo com a nova curva força-deformação este componente tem capacidade para se deformar mais sem sofrer um *shear off*.

5. Resultados

5.1 Modelo 1D

Apresentam-se agora os resultados obtidos no Modelo 1D e é feita a comparação com os valores teóricos obtidos no modelo “*Validated multibody model with design specifications*” [1].

Na Figura 43 apresenta-se a evolução das forças de reação das molas que simulam a deformação dos diferentes componentes (*buffers*, *couplers* e *honeycomb*) ao longo do tempo. Tal como anteriormente descrito, o *honeycomb* é o dispositivo com mais capacidade para dissipar energia, sendo a sua força de reação máxima de 3000 kN, seguindo-se os *buffers* que oferecem uma força de reação de aproximadamente 2350 kN e por último o *coupler* que apenas oferece uma força de reação de 1000 kN.

Com este gráfico é possível validar que o *honeycomb* é o primeiro dispositivo a esgotar a sua capacidade de absorver energia, seguindo-se o *coupler* e por último os *buffers* da zona de baixa energia. É possível verificar/validar também que quando o *coupler* começa a perder força de reação (momento em que fratura), por volta do instante $t=0,103s$, os *buffers* da carruagem A e C entram em contacto e começam a aumentar as suas forças de reação (a absorver energia).

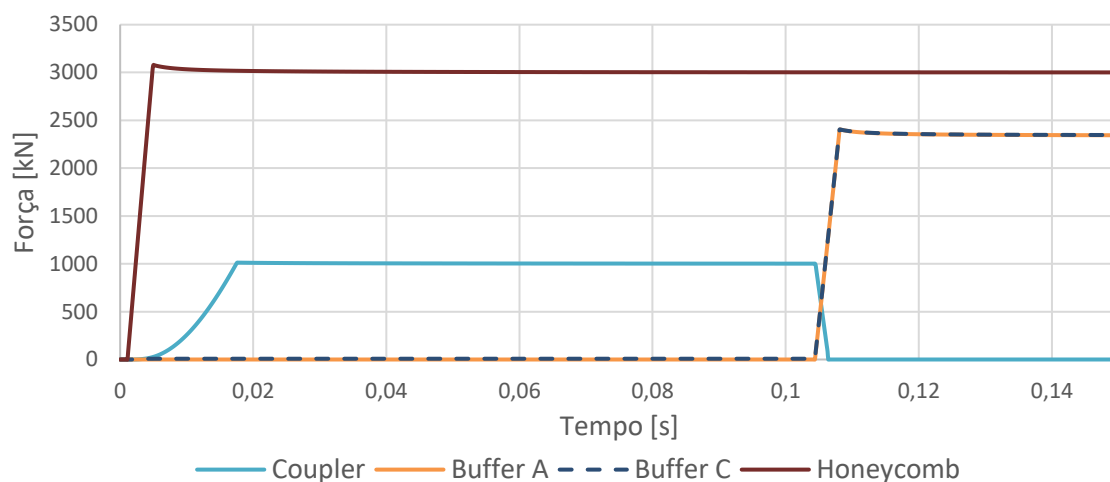


Figura 43 - Força de reação dos diferentes componentes ao longo do tempo

Na Figura 44 apresenta-se a comparação da evolução da velocidade das três carruagens ao longo do tempo obtidas na simulação 1D com os resultados teóricos obtidos no artigo [1]. O instante inicial ($t = 0$ ms) caracteriza-se pelo momento exato em

que ocorre a colisão da carruagem B com a composição de carruagens (A e C).

A carruagem B inicia a simulação com uma velocidade de 52 km/h e as restantes carruagens iniciam em repouso. Até aos 150 ms verifica-se uma diminuição da velocidade da carruagem B (desaceleração) e o aumento da velocidade (aceleração) das restantes carruagens devido à ocorrência do impacto. É possível verificar que a carruagem C tem uma aceleração maior do que a carruagem A justificada pela menor massa apresentada e pela presença de uma zona de baixa energia que se encontra entre esta e a carruagem A que está a absorver energia que seria totalmente transmitida para a carruagem A se esta não existisse.

Quando se atinge o instante $t = 150\text{ms}$ as velocidades da carruagem B e C igualam-se, deixando de haver transferência de energia de uma carruagem para a outra pelo que o *buffer* de alta energia (*honeycomb*) deixa assim de se deformar.

Verifica-se também que no instante aproximado $t = 225\text{ms}$, a carruagem B e C, que até este instante vinham seguindo com a mesma velocidade igualam agora com a carruagem A e, portanto, deixa de haver transferência de energia entre as carruagens e os *buffers* de baixa energia (carruagem A e C) deixam de se deformar. Pode também concluir-se que a energia cinética da carruagem B não foi totalmente absorvida pelos sistemas de segurança das carruagens A e C, pelo que, devido ao remanescente de energia cinética do sistema, do instante $t = 225\text{ms}$ em diante, as carruagens seguem com velocidades iguais e constantes.

Comparando os resultados teóricos [1] com os valores obtidos em WM2D verifica-se que até ao instante $t = 150\text{ms}$ existe uma sobreposição quase perfeita, mas após este instante começam-se a verificar alguns desvios/oscilações nas curvas possivelmente justificadas pela ausência da modelação da suspensão no modelo 1D criado em WM2D.

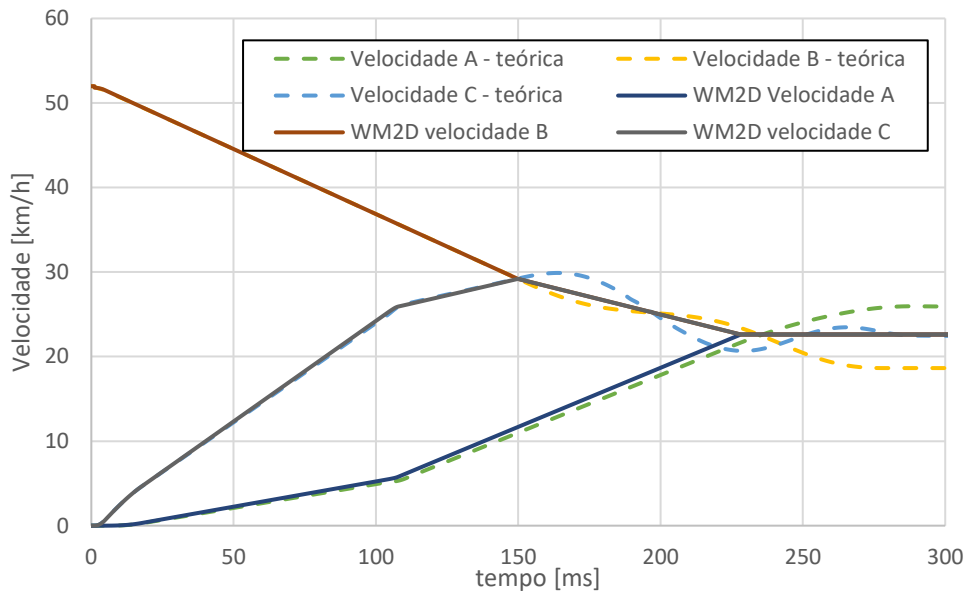


Figura 44 - Velocidade das carruagens (modelo 1D)

Na Figura 45 apresenta-se a comparação entre a curva força-deformação do *honeycomb* modelada no WM2D com a curva força-deformação proposta no artigo de referência [1]. Como é possível observar quando a força de reação do *honeycomb* passa do regime transiente para o regime estacionário (aproximadamente quando $t = 50$ ms) verifica-se o aparecimento de um pico na força de reação e um desfasamento pontual entre a curva teórica e a curva calculada em WM2D.

Nos restantes intervalos de tempo verifica-se uma sobreposição perfeita entre as duas curvas.

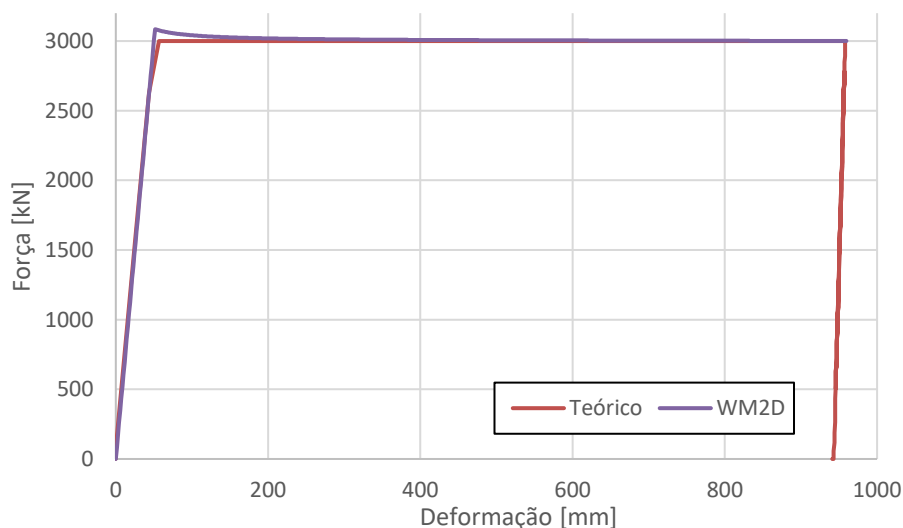


Figura 45 - Força de reação do *Honeycomb* em função da deformação [1D]

Devido à discrepância anteriormente mencionada (Figura 45) foi necessário encontrar uma explicação para o sucedido. Inicialmente começou-se por verificar a folha

Excel que controla a simulação numérica de modo a confirmar se as funções que determinam as constantes de rigidez destes dispositivos estavam corretas. Após investigação concluiu-se que as curvas se encontravam bem definidas não sendo por isso a razão das diferenças assinaladas.

Numa fase seguinte a simulação em WM2D foi calculada com diferentes parâmetros de “*Simulation Accuracy*”. Primeiro calculou-se a simulação para três valores diferentes de “*Integration error*” mantendo os restantes parâmetros iguais, mas os resultados obtidos foram praticamente os mesmos (os picos nas curvas força-deformação continuaram a aparecer com valores praticamente iguais) conforme evidenciado pela Figura 46 e pela Tabela 7.

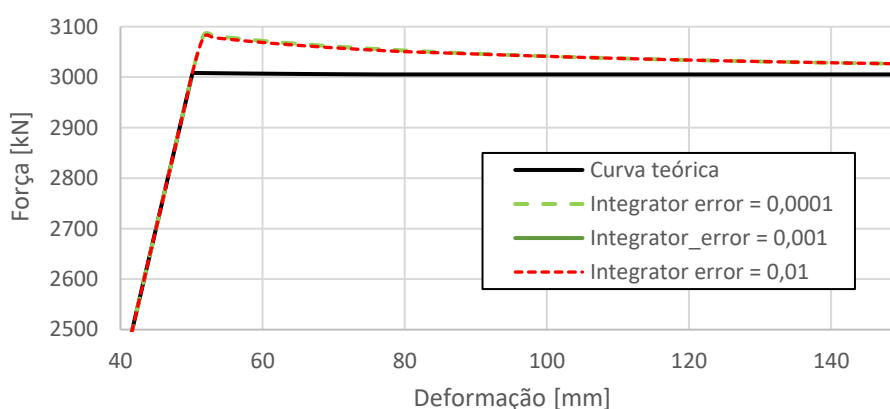


Figura 46 - Curva força-deformação do *Honeycomb* para diferentes valores de "Integration error"

Integration error	Máximo (kN)	Máximo teórico (kN)	Erro (%)
0,01	3080,5	3000	2,6%
0,001	3084,6	3000	2,7%
0,0001	3084,2	3000	2,7%

Tabela 7 - Impacto do "Integration error" nos resultados da curva força-deformação do *honeycomb*

Em seguida a simulação foi calculada para três valores diferentes de “*animation step*” e verificou-se que, ao contrário do teste anterior, a diminuição deste parâmetro leva a uma diminuição do erro, sendo que, para um *animation step* = 0,00001 s (0,01 ms) o erro é de apenas 0,3% ocorrendo uma sobreposição praticamente perfeita da curva calculada em WM2D com a teórica, validando assim o comportamento da curva força-deformação do *honeycomb*. Na Figura 47 apresentam-se as curvas calculadas para os diferentes “*animation steps*” e na Tabela 8 apresenta-se o valor calculado do erro.

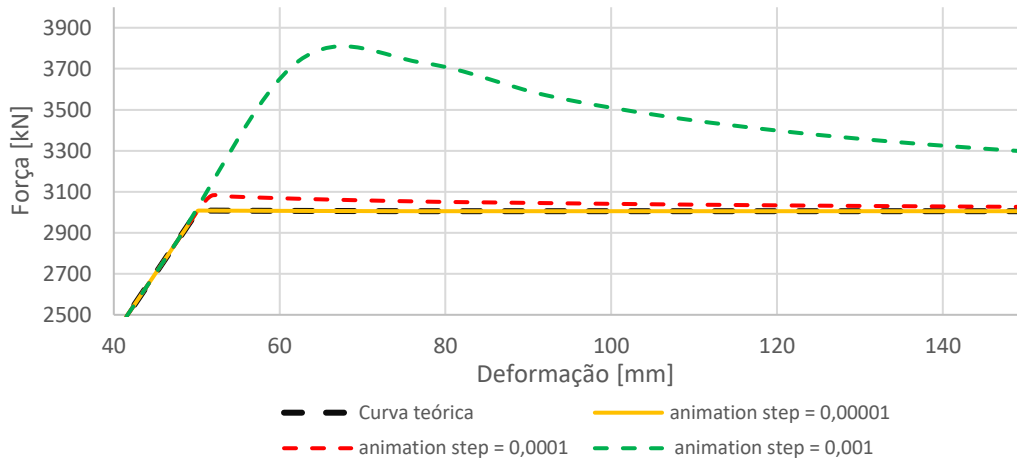


Figura 47 - Curva força-deformação do *Honeycomb* para diferentes "Animation steps"

Tabela 8 - Impacto do *Animation step* nos resultados da curva força-deformação do *honeycomb*

Animation step (s)	Máximo (kN)	Máximo teórico (kN)	Erro (%)
0,00001	3008,4	3000	0,3%
0,0001	3080,5		2,6%
0,001	3737,7		19,7%

Na Figura 48 apresenta-se a comparação da curva da força-deformação do *honeycomb* validada (com o *animation step* = 0,00001 s) e comparada com o valor teórico. A deformação máxima registada neste modelo foi de 961 mm.

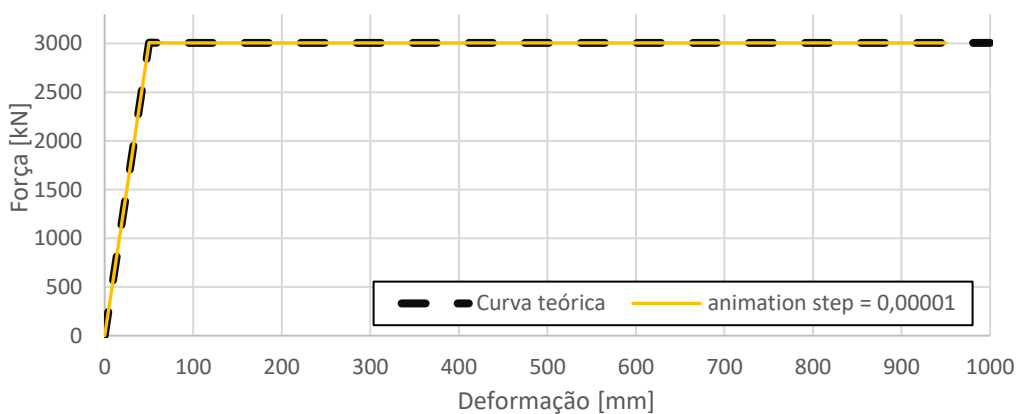


Figura 48 – Curva força-deformação validada do *Honeycomb*

O problema anteriormente relatado foi observado não só nas curvas força-deformação do *honeycomb* como também nas curvas do *coupler* e dos *buffers*, no entanto, nos gráficos dos restantes dispositivos que serão seguidamente apresentados este problema não será visível porque os resultados apresentados já estão com a devida

correção do *animation step*.

A análise do *Animation Step* e *Integration Error* permitiu observar que a precisão dos resultados depende principalmente do *Animation Step* porque este é o parâmetro que controla a frequência da troca de dados (WM2D/Excel) relativamente à estimação das constantes de rigidez de cada um dos dispositivos.

Na Figura 49 apresenta-se a comparação entre a curva força-deformação do *coupler* entre as carruagens A e C modelada no WM2D com a curva força-deformação proposta no artigo de referência [1]. Verifica-se uma sobreposição perfeita entre as duas curvas validando assim que o comportamento não linear deste componente foi corretamente efetuado. É também possível concluir que perante as condições de impacto previstas nesta simulação causam o colapso deste componente já que a deformação de 0,3 m é atingida.

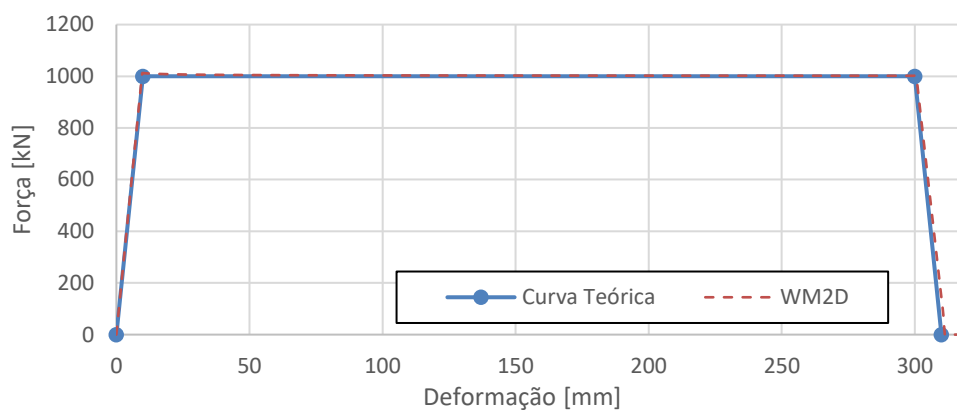


Figura 49 - Força de reação do *coupler* em função da deformação [1D]

Nas Figura 50 e Figura 51 apresentam-se as curvas força-deformação dos *buffers* das carruagens A e C modeladas no WM2D e as curvas força-deformação propostas no artigo de referência [1]. Por comparação verifica-se uma sobreposição perfeita entre as duas curvas, ficando assim validado que as curvas destes componentes foram corretamente modeladas na folha de comando Excel.

É possível verificar também que o *buffer* da carruagem C sofre uma deformação máxima de aproximadamente 277 mm e que o *buffer* da carruagem A sofre uma deformação consideravelmente inferior com o valor aproximado de 160 mm.

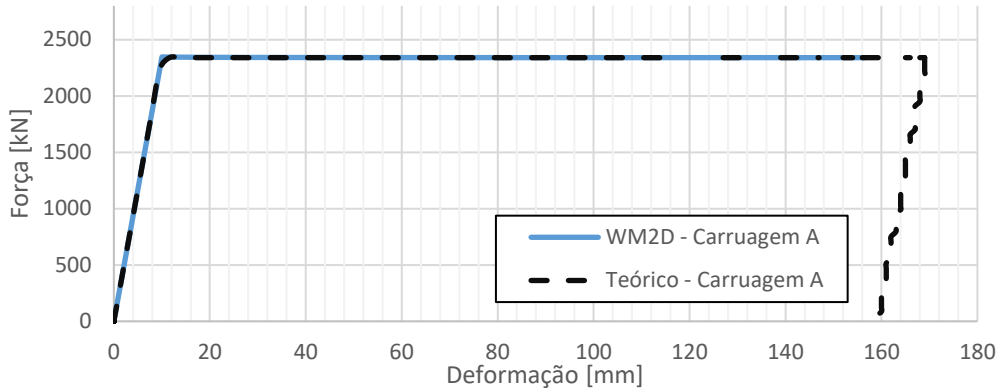


Figura 50 - Força de reação do *buffer A* em função da deformação [1D]

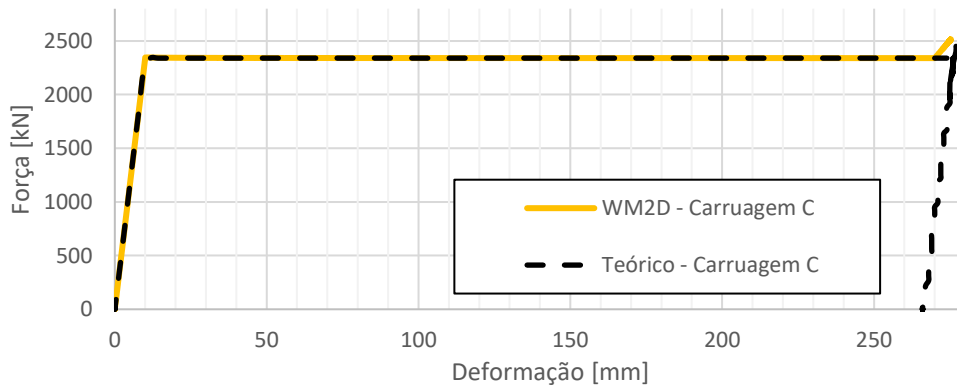


Figura 51 - Força de reação do *buffer C* em função da deformação [1D]

Os resultados das acelerações e energias nas carruagens não serão apresentados e analisados para o modelo 1D porque não existe descrito no artigo de referência nenhum modelo idêntico ao modelo 1D.

5.2 Modelo 2D

Nesta secção são apresentados os resultados obtidos no Modelo 2D sendo feita a comparação com os valores teóricos obtidos no modelo “*Validated multibody model with design specifications*” [1].

Na Figura 52 apresenta-se a evolução das velocidades das carruagens para o modelo 2D e é desde logo perceptível que existem muitas mais inflexões nas curvas devido à existência de um maior número de graus de liberdade nesta simulação, oriundos da existência da suspensão e da possibilidade das carruagens transladarem verticalmente e rodarem em torno dos seus centros de massa. Até ao instante $t=225$ ms aplicam-se as conclusões já mencionadas nos resultados do modelo 1D. Deste instante para a frente, contrariamente ao descrito no modelo 1D, as carruagens seguem com velocidades diferentes. Devido à possibilidade de rotação das carruagens, parece haver uma

transformação de energia cinética rotacional em energia cinética translacional, ou vice-versa, resultando em uma diferença nas velocidades finais das carruagens.

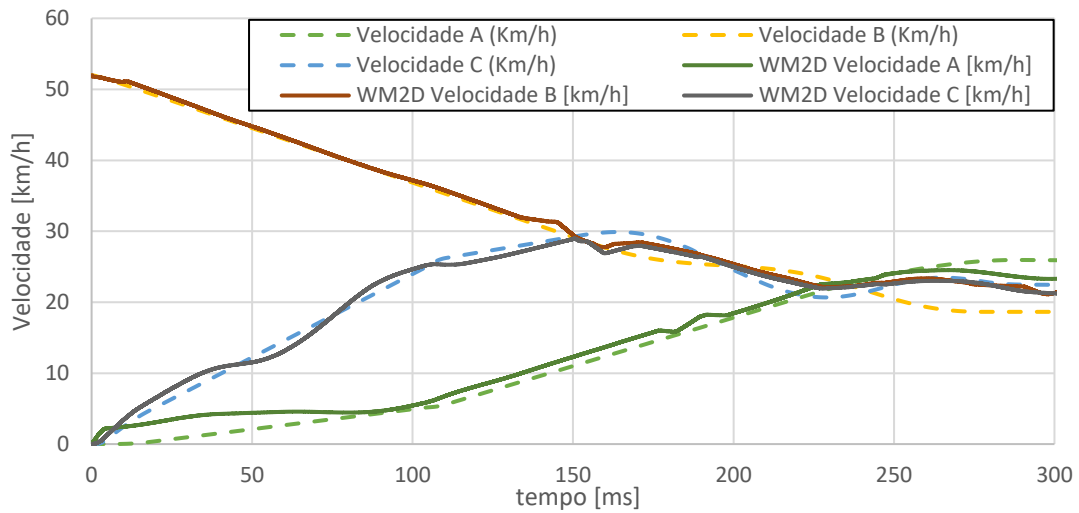


Figura 52 - Velocidade das carruagens (modelo 2D)

Em relação à curva força-deformação do *coupler* (Figura 53) à semelhança do que foi analisado para a curva força-deformação deste elemento no modelo 1D (Figura 49) verifica-se uma sobreposição perfeita com a curva teórica e mais uma vez o componente atinge uma deformação de aproximadamente 0,3 mm, fraturando.

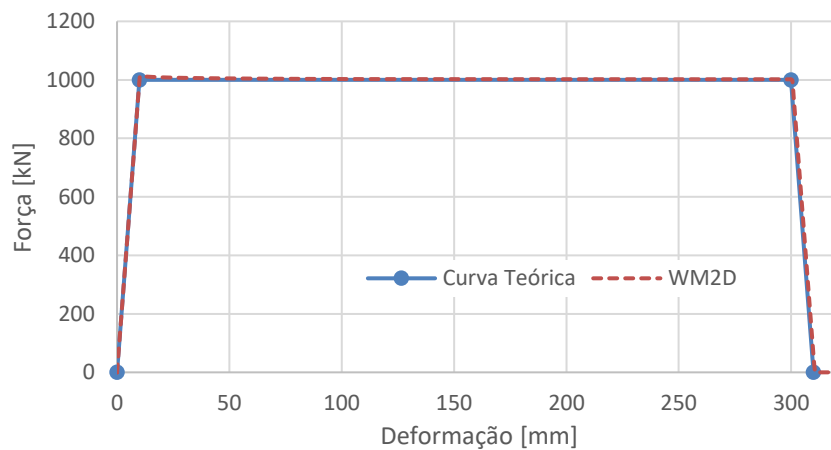


Figura 53 - Força de reação do *coupler* em função da deformação [2D]

Na Figura 54 e na Figura 55 apresentam-se as curva força-deformação do *buffer* A e C sendo que se regista uma deformação máxima no *buffer* A de aproximadamente 136 mm e no *buffer* C de 274 mm. Tal como tinha sido comentado (Figura 18), no modelo teórico “*Validated multibody model with design specifications*”, o *buffer* A deformou-se aproximadamente 160 mm e o *buffer* C deformou-se 270 mm. Em termos percentuais, existe um erro de 15% no valor da deformação máxima do *buffer* A e 1,8% no *buffer* C.

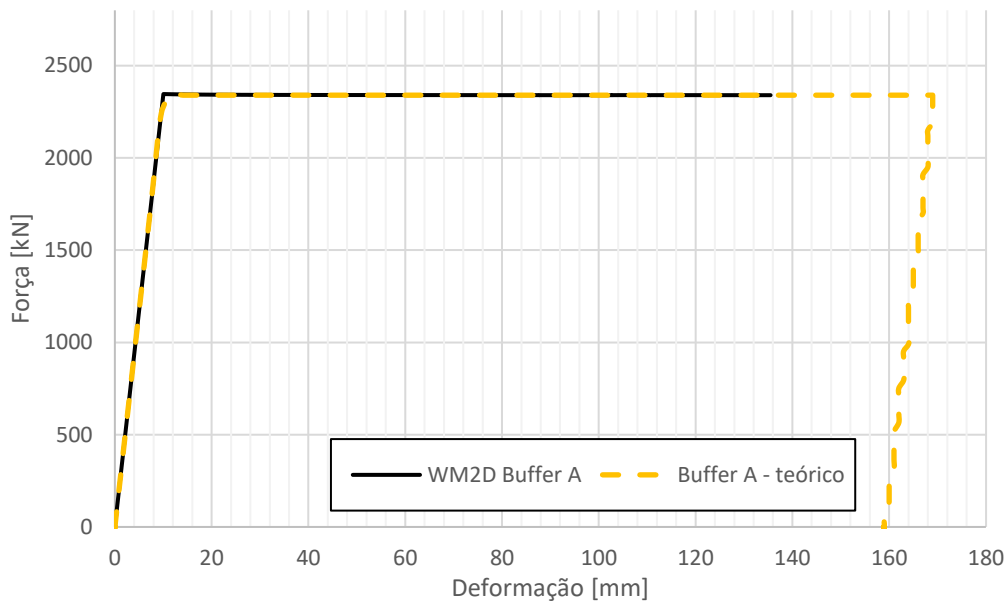


Figura 54 - Força de reação do *buffer A* em função da deformação [2D]

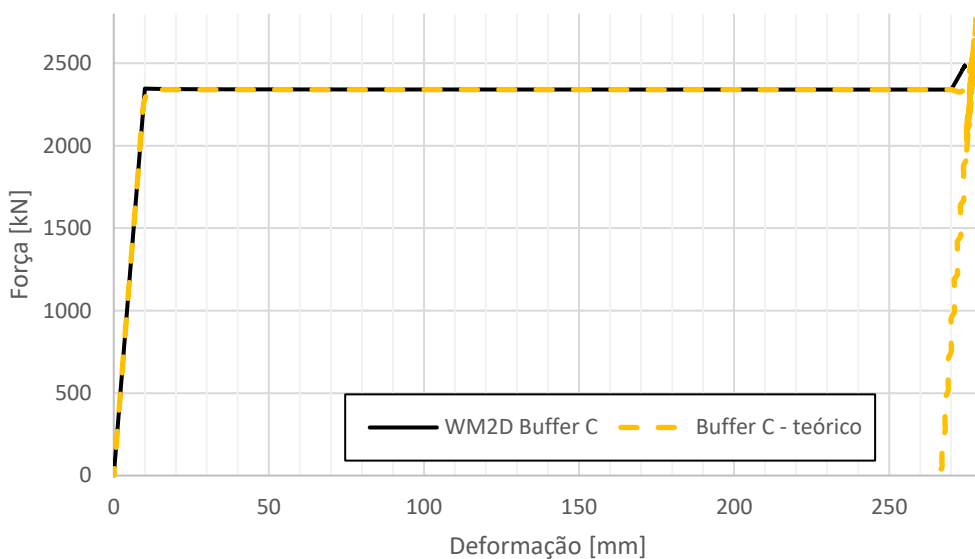


Figura 55 - Força de reação do *buffer C* em função da deformação [2D]

A curva força-deformação do *Honeycomb* (Figura 56) encontra-se igualmente sobreposta à curva teórica, tal como já tinha sido validado no modelo 1D. Em relação à deformação máxima, regista-se um valor de 975 mm no modelo 2D (na curva teórica o valor máximo foi de 958mm). Regista-se por isso uma diferença percentual de aproximadamente 0,3%.

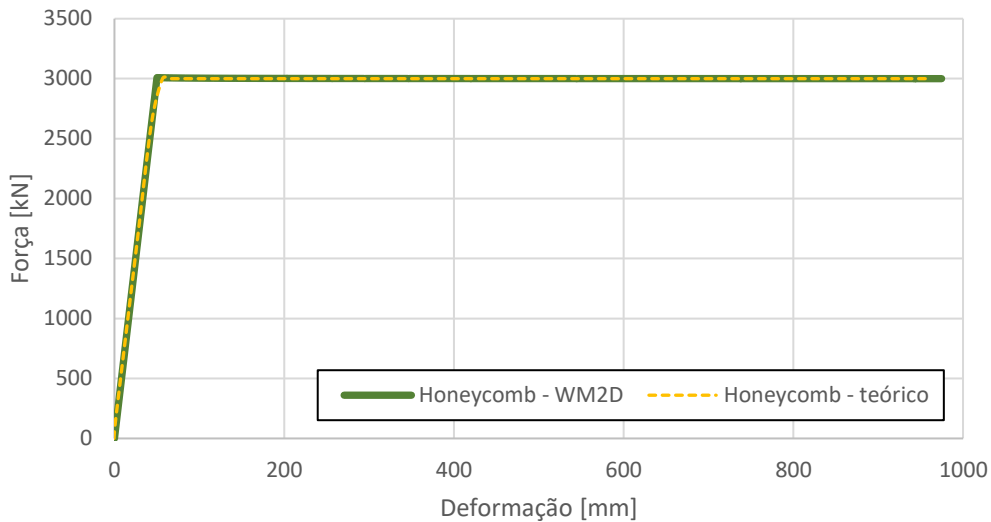


Figura 56 - Força de reação do *Honeycomb* em função da deformação [2D]

Na Figura 57 apresenta-se as curvas da energia absorvida por cada um dos dispositivos. Estas curvas foram calculadas em Excel. Para isso foi recolhido do WM2D os valores instantâneos das forças e deformações das molas que simulam o comportamento destes elementos. Posteriormente para cada instante efetuou-se o produto entre a força e o deslocamento, calculando assim a energia instantânea. Por último efetuou-se a soma cumulativa das energias instantâneas de modo a determinar a energia total absorvida por cada um dos componentes (Tabela 9).

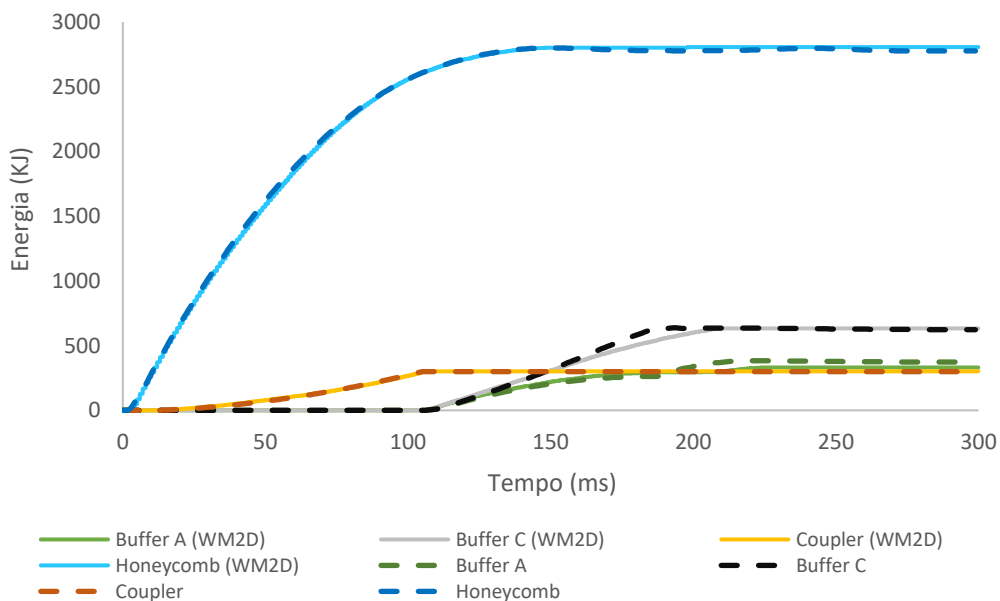


Figura 57 - Energia absorvida pelo *Honeycomb*, *buffers* e *coupler* (2D)

Tabela 9 - Energia absorvida nos diferentes componentes (comparação do modelo 2D com os valores teóricos [1])

Componente	Energia absorvida – WM2D – modelo 2D	Energia absorvida - Valores teóricos *	Diferença
Buffers	Buffer A = 333 kJ Buffer C = 633 kJ Total = 966 kJ	Buffer A = 373 kJ Buffer C = 624 kJ Total = 997 kJ	- 40 kJ 9 kJ - 31kJ
Coupler	303 kJ	300 kJ	3 kJ
Total absorvido na zona de baixa energia (buffers + coupler)	1269 kJ	1297 kJ	- 31 kJ
Honeycomb	2806 kJ	2780 kJ	26 kJ
Total de energia absorvida	4075 kJ	4077 kJ	- 2kJ

* Valores obtidos no modelo teórico “*Validated model with design specifications*” [1]

As acelerações deste modelo não foram analisadas/comparadas com os valores teóricos porque no artigo de referência o autor apenas faz a análise desta grandeza no modelo numérico final (“*Validated model with experimental specifications*”) criado com ajustamento das curvas força-deformação do *coupler* e *buffers* com base nos valores experimentais.

5.3 Modelo 2D melhorado com ajustamento das curvas força-deformação do *coupler* e *buffers*.

Nesta secção são apresentados os resultados obtidos no Modelo 2D melhorado com ajustamento das curvas força-deformação do *coupler* e *buffers* sendo feita a comparação com os valores teóricos obtidos no modelo “*Validated model with experimental specifications*” [1].

Na Figura 58 apresenta-se a velocidade das carruagens ao longo do tempo. Mais uma vez verifica-se um comportamento bastante aproximado ao das curvas teóricas [1].

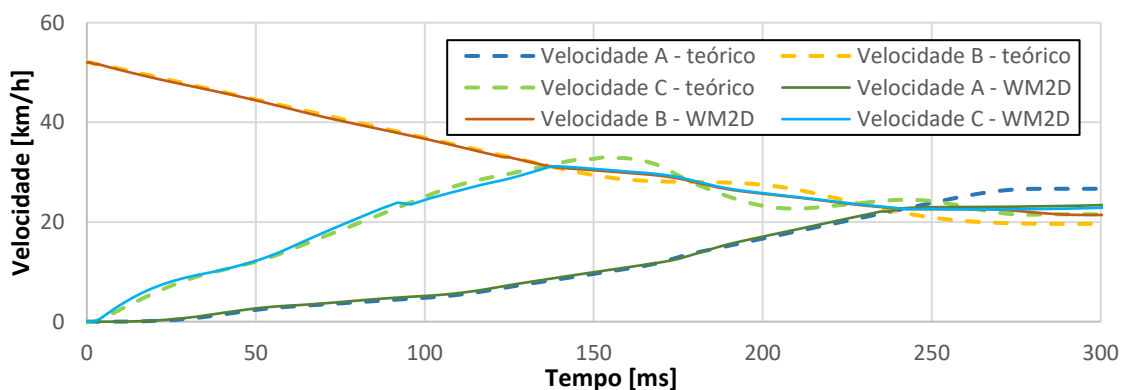


Figura 58 - Velocidade das carruagens (modelo 2D melhorado)

Na Figura 59 apresentam-se a curvas força-deformação do *coupler* obtida em

WM2D e a respetiva curva teórica [1]. É possível verificar que ocorre uma perfeita sobreposição revelando que a curva foi corretamente modelada em WM2D. A deformação máxima registada neste componente foi de 846 mm e no modelo teórico foi de 850 mm, ou seja, existe um erro de cerca de 0,5%.

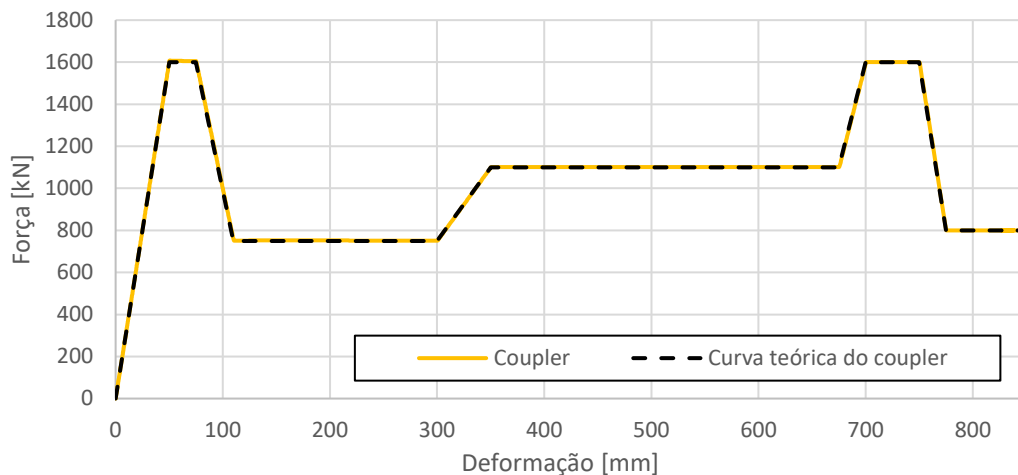


Figura 59 - Validação da nova curvas força-deformação do *coupler*

Nas Figura 60 e Figura 61 apresentam-se as curvas força-deformação dos *buffers* A e C obtidas em WM2D e os respetivos valores teóricos [1]. É possível verificar que ocorre uma perfeita sobreposição nas curvas dos dois *buffers* revelando, mais uma vez, que as curvas foram corretamente modeladas em WM2D. A deformação máxima registada no *buffer* A foi de 308 mm enquanto no modelo teórico foi de 225 mm (36,9% de erro). Em relação ao *buffer* C não existem dados teóricos em relação aos valores registados para a deformação máxima, no entanto, no modelo numérico desenvolvido a deformação máxima registada foi de 240 mm.

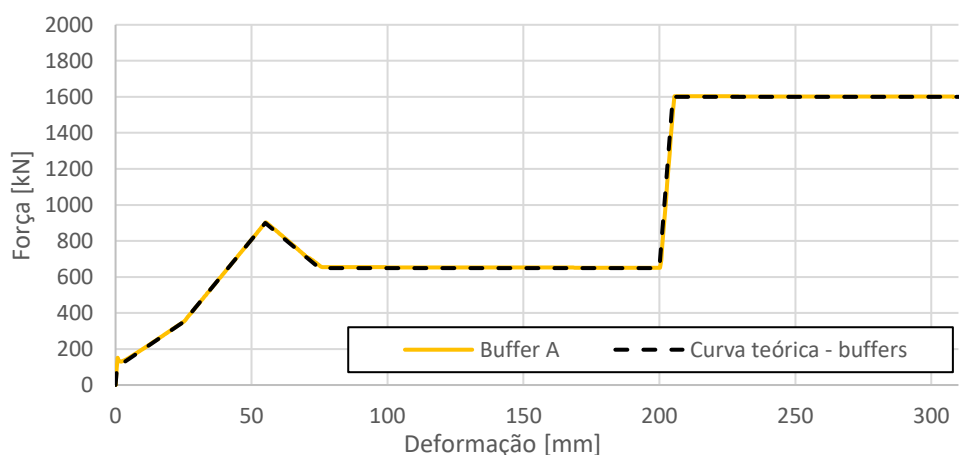


Figura 60 - Validação da nova curva força-deformação do *buffer* A

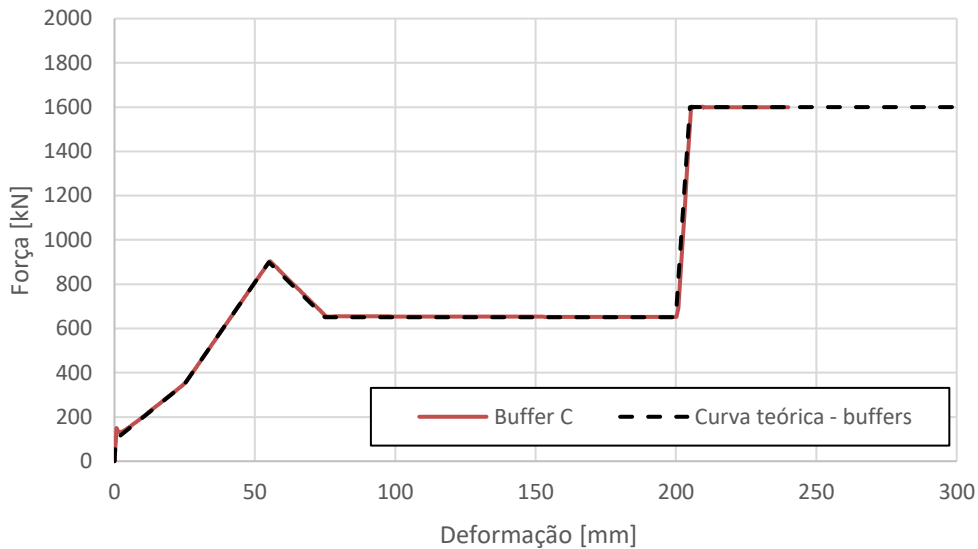


Figura 61 - Validação da nova curva força-deformação do *buffer C*

Nas Figura 62 e Figura 63 são apresentadas as curvas de energia absorvida pelos diferentes componentes na zona de alta energia (*honeycomb*) e baixa energia (*buffers + coupler*) podendo-se fazer a comparação com os valores de energia absorvida no modelo 2D tal como já apresentado na Figura 57.

Comparando as curvas da energia absorvida pelo *honeycomb* do modelo 2D com as curvas do modelo 2D melhorado (Figura 62) verifica-se que a energia absorvida no *honeycomb* é praticamente a mesma. Tal acontece porque a curva força-deformação para o *Honeycomb* inicialmente proposta e validada (Figura 26) foi mantida neste modelo já que de acordo com o artigo de referência [1] o ensaio experimental revelou que esta era bastante representativa do comportamento real. Em relação à deformação máxima neste componente, regista-se neste novo modelo um valor de 940 mm enquanto teoricamente o valor estimado foi de 900 mm (diferença de apenas 4,4%).

Em relação ao *coupler*, verifica-se agora que este componente passou a absorver cerca de 2,9 vezes mais energia do que o registado no modelo 2D original e o *buffer C* reduziu igual proporção resultando em que a energia total na zona de baixa energia tenha-se mantido praticamente a mesma.

Neste modelo não pode ser feita a análise comparativa entre as curvas de energia absorvidas obtidas em WM2D com o artigo de referência [1] porque este não as apresenta (apenas são apresentados os valores totais de energia absorvida nos diferentes componentes em forma de tabela que serão analisados de seguida).

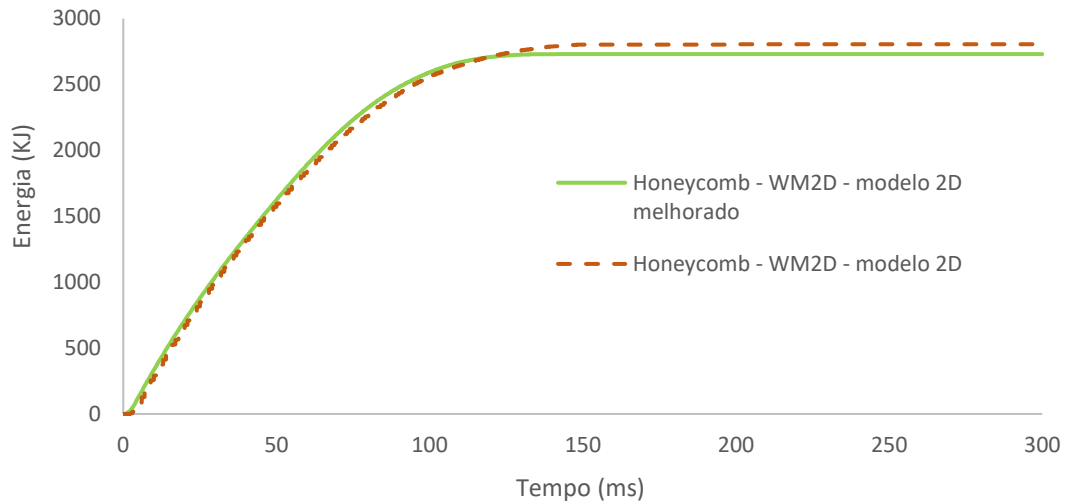


Figura 62 – Energia absorvida no *Honeycomb* (comparação com o modelo 2D)

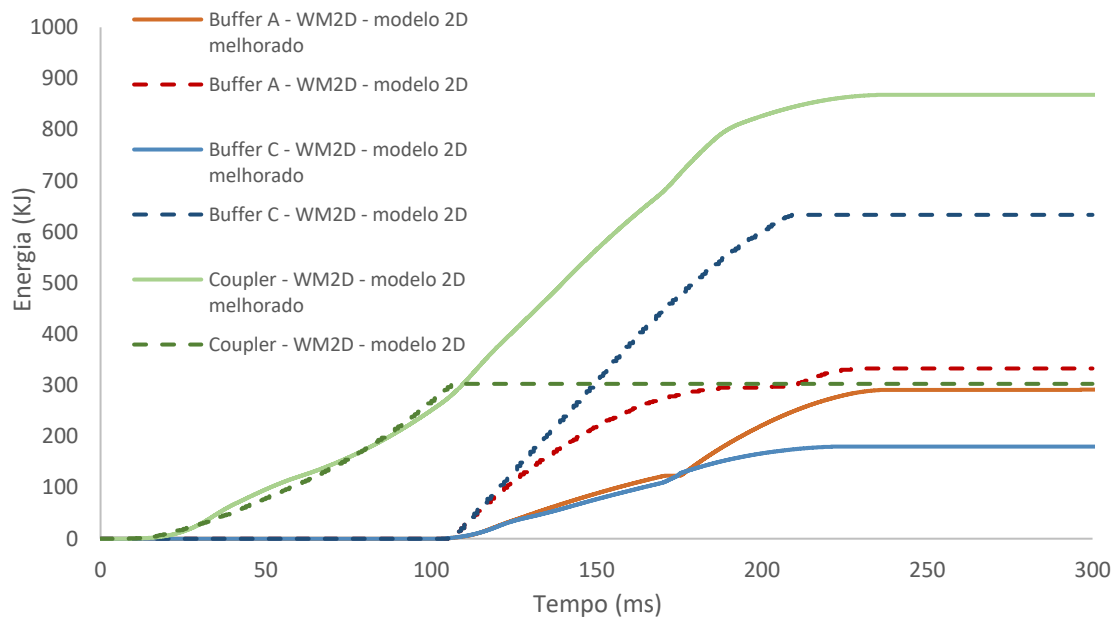


Figura 63 - Energia absorvida na zona de baixa energia (comparação com o modelo 2D)

A energia absorvida pelos diferentes componentes para este modelo é apresentada e comparada com os valores teóricos do artigo de referência [1] na Tabela 10. Mais uma vez e tal como já discutido, o *buffer A* passou a ser capaz de absorver mais energia, o *buffer C* menos energia em igual proporção e, portanto, o total de energia absorvida pela zona de baixa energia manteve-se praticamente igual.

As diferenças dos valores de energia absorvida entre o modelo 2D melhorado e os valores teóricos do artigo de referência [1] apresentam diferenças inferiores a 1%.

Tabela 10 - Energia absorvida nos diferentes componentes (comparação do modelo 2D melhorado com os valores teóricos [3])

Componente	Energia absorvida – WM2D – modelo 2D melhorado	Energia absorvida - Valores teóricos *	Diferença
Buffers	Buffer A =291 kJ Buffer C =180 kJ Total = 472kJ	Buffer A = 314 kJ Buffer C = 158 kJ Total = 472 kJ	-23 kJ 23 kJ 0 kJ
Coupler	868 kJ	875 kJ	-7kJ
Total absorvido na zona de baixa energia (buffers + coupler)	1340kJ	1348 kJ	-8kJ
Honeycomb	2742 kJ	2693 kJ	49kJ
Total de energia absorvida	4082 kJ	4042 kJ	40kJ

* Valores obtidos no modelo teórico “Validated model with experimental specifications” [1]

As acelerações longitudinais dos centros de massa da carruagem A e C encontram-se representadas na Figura 64 e Figura 65. Verificam-se algumas diferenças em relação aos valores teóricos [1], principalmente em relação à aceleração da carruagem C. Numa tentativa de alcançar uma melhor aproximação destas curvas aos respetivos valores teóricos [1] tentou-se refinar o parâmetro “animation step” mas os resultados alcançados não melhoraram consideravelmente.

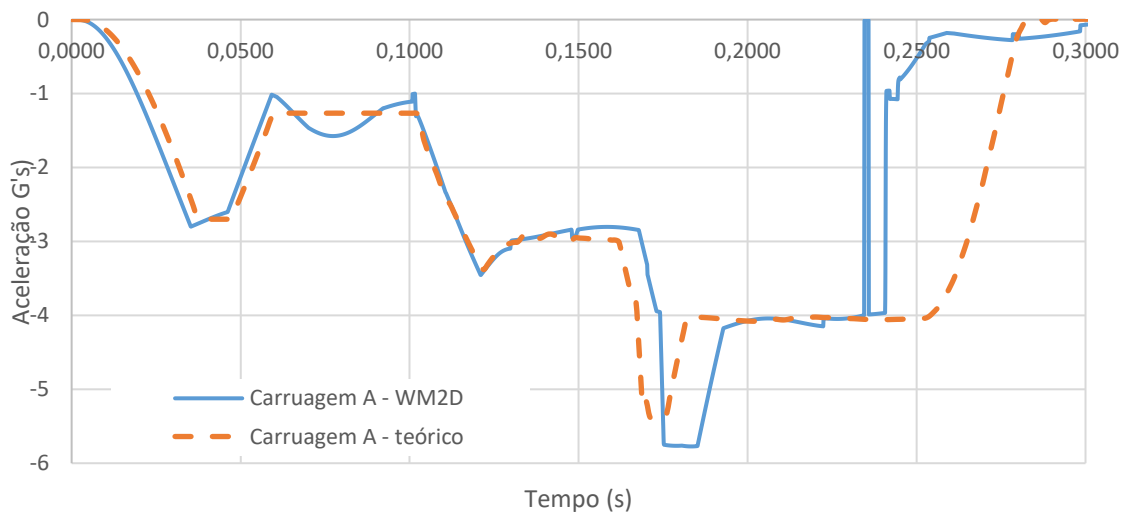


Figura 64 –Aceleração da carruagem A

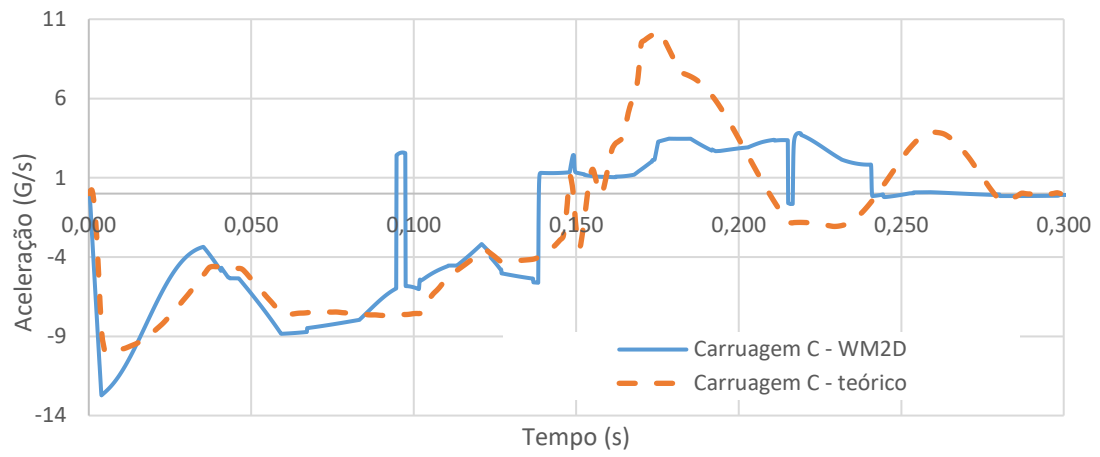


Figura 65 – Aceleração da carruagem C

6. Conclusões e Desenvolvimentos Futuros

6.1 Conclusões

Um modelo numérico foi desenvolvido em WorkingModel2D com base na metodologia multicorpo e pode-se afirmar que o objetivo proposto foi alcançado tal como demonstrado pela análise comparativa de resultados apresentada no capítulo anterior.

Provou-se ser possível utilizar o WorkingModel2D para este tipo de análises que, devido à sua rapidez de cálculo, potencia/acelera o estudo preliminar de diferentes cenários de colisão possíveis.

Do ponto de vista da metodologia adotada para a resolução do problema apresentado, começou por se desenvolver um modelo numérico com apenas um grau de liberdade para melhor avaliar e desenvolver a cinemática da deformação quer dos *buffers* de alta e baixa energia quer do *coupler*.

No desenvolvimento do modelo 1D, uma das grandes dificuldades, foi garantir o comportamento completamente plástico/deformável do *buffer* e *coupler*. Para ultrapassar o problema recorreu-se à adição de elementos do tipo corda parametrizados de forma a que o seu comprimento fosse ajustado a cada “*animation step*” encolhendo em igual proporção ao que a respetiva mola associada deformava.

Nesta primeira simulação, as curvas força-deformação calculadas pelo WM2D, nas transições de patamares/troços, apresentavam “picos” de força (afastando-se dos valores teóricos). A razão para o sucedido foi investigada, tendo sido concluído que o parâmetro “*Animation step*”, que controla a frequência de troca de dados entre o WM2D e o Excel, tem um impacto muito relevante na qualidade dos resultados apresentados. Para minimizar estes “picos” de força, as simulações seguintes foram desenvolvidas com um *animation step* de 0,00001s (especificamente para a curva calculada pelo WM2D no modelo 1D para o *honeycomb*, com este *animation step*, conseguiu-se um erro máximo de 0,3%).

No modelo 2D, as suspensões e *bogies* foram adicionados às carruagens sendo que os primeiros cálculos desta simulação revelaram que no instante inicial as molas não estavam no seu ponto de equilíbrio o que levava a que as carruagens iniciassem a simulação com alguma perturbação influenciando negativamente os resultados. Para mitigar o problema, foi criado um pequeno modelo para cada uma das carruagens determinando o ponto de equilíbrio de cada uma das respetivas suspensões. Como o atrito

não foi considerado nestas simulações, foi necessário adicionar amortecedores para dissipar a energia das molas até que o respetivo ponto de equilíbrio fosse alcançado.

Parte das diferenças registadas nas deformações finais dos diversos dispositivos quando comparadas com os resultados de referência [1] devem-se ao facto de as simulações desenvolvidas no âmbito desta dissertação não terem em conta as recuperações elásticas residuais (contrariamente ao que é apresentado nas curvas força-deformação teóricas -Figura 17, Figura 18 e Figura 22).

A aplicação desenvolvida em Excel revelou-se uma forma eficaz de reproduzir e controlar o comportamento dos diferentes componentes que compõem o sistema passivo de segurança dos veículos ferroviários.

De uma forma global, os modelos desenvolvidos em WM2D revelaram-se como ferramentas viáveis de projeto de dispositivos de segurança de veículos ferroviários.

6.2 Desenvolvimentos Futuros

Tendo como objetivo melhorar a qualidade dos resultados e assim alcançar valores ainda mais próximos aos obtidos pelo ensaio experimental [1] apresentam-se em seguida algumas sugestões de ações a explorar.

Em primeiro lugar, sugere-se que sejam adicionadas forças resistivas, tais como, os atritos que existem entre os rodados e os carris e a resistência aerodinâmica inerente à deslocação dos veículos. Esta alteração terá certamente impacto nos resultados das velocidades, acelerações e assim como no balanço energético.

Posteriormente, e à semelhança do que é apresentado nos modelos de referência [1] sugere-se que sejam modeladas as recuperações elásticas residuais dos diferentes dispositivos de segurança, mais uma vez, tendo em vista uma representação mais fiel dos comportamentos destes dispositivos e de forma a melhor contabilizar as energias que são dissipadas nos mesmos.

No que diz respeito às suspensões dos veículos, nos modelos numéricos de referência [1], o autor, por simplificação, modelou as mesmas apenas com molas. Sugere-se que os modelos das suspensões sejam reformulados pela adição de elementos mola-amortecedor que possivelmente minimizarão as perturbações sentidas nos resultados das acelerações (Figura 64 e Figura 65)

Outra ação que possivelmente poderá mitigar os picos de aceleração diz respeito às curvas força-deformação que representam o comportamento dos *buffers*, *coupler* e

honeycomb. Nas curvas atuais as transições entre troços são neste momento muito “bruscas”. Assim sugere-se a suavização destas transições pela adição de, por exemplo, raios de concordância entre os diferentes troços.

Por último sugere-se que sejam exploradas formas de comunicação alternativas entre Excel/WM2D que não sejam dependentes do “*Animation Step*” e sim do “*Integration error*”. Caso seja provada a impossibilidade de controlar a frequência da troca de dados entre o WM2D/Excel centrada no parâmetro “*Integration error*” sugere-se, em alternativa, a implementação de um script desenvolvido em *VisualBasic for Applications* (VBA) desenvolvido na própria consola do WM2D capaz de controlar o comportamento dos diferentes componentes e veículos envolvidos. Posteriormente será interessante comparar os resultados obtidos por esta nova abordagem com os já documentados neste trabalho.

Bibliografia

- [1] J. F. Milho, J. A. C. Ambrósio, and M. F. O. S. Pereira, “Validated multibody model for train crash analysis,” *Int. J. Crashworthiness*, vol. 8, no. 4, pp. 339–352, 2003, doi: 10.1533/ijcr.2003.0242.
- [2] *Working Model 2D - User’s manual*. Design Simulation Technologies, 2010. [Online]. Available: <http://workingmodel.design-simulation.com/>
- [3] European Standard, “EN 15227:2005 - European Standard - Railway applications - Crashworthiness requirements for railway vehicle bodies,” 2005.
- [4] *LS-DYNA3D User’s manual*. Livermore, 1994.
- [5] *PAM-CRASH User’s manual*. Paris, France: Engineering Systems International, 1994.
- [6] *ABAQUS User’s Manual*. Richmond: Karlsson & Sorensen Inc., 1992.
- [7] J. A. C. Ambrósio and M. P. T. Silva, “Structural and biomechanical crashworthiness using multi-body dynamics,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 218, no. 6, pp. 629–645, 2004, doi: 10.1243/0954407041166076.
- [8] Hui Zhao, Ping Xu, Shihong Jiang, Benhuai Li, Shuguang Yao, Jie Xing, Qi Huang, and Kai Xu, “A novel design method of the impact zone of a high-speed train,” *Int. J. Crashworthiness*, vol. 27, no. 2, pp. 476–485, 2022, doi: 10.1080/13588265.2020.1808755.
- [9] TASS, *Design, Simulation and Virtual Testing (commands)*. 2013.
- [10] Tao Zhang, Xinru Guo, Taimu Jin, Yunfang Yang, Liang Ling, Kaiyun Wang, and Wanming Zhai, “Dynamic derailment behaviour of urban tram subjected to lateral collision,” *Int. J. Rail Transp.*, vol. 10, no. 5, pp. 581–605, 2022, doi: 10.1080/23248378.2021.1964392.
- [11] Jingke Zhang, Tao Zhu, Bing Yang, Xiaorui Wang, Shoune Xiao, Guangwu Yang, Yanwen Liu, and Quanwei Che, “A rigid–flexible coupling finite element model of coupler for analyzing train instability behavior during collision,” *Railw. Eng. Sci.*, no. 0123456789, 2023, doi: 10.1007/s40534-023-00308-2.
- [12] Jingke Zhang, Tao Zhu, Bing Yang, Xiaorui Wang, Shoune Xiao, Guangwu Yang, and Yanwen Liu, “Collision characteristics of the intermediate coupler of a rail vehicle,” *Veh. Syst. Dyn.*, 2022, doi: 10.1080/00423114.2022.2157740.
- [13] Hechao Zhou, Mingsu Mei, Jimin Zhang, and Haoyun Tu, “Investigations on the vertical buckling of railway vehicle’s anti-climber,” *Int. J. Crashworthiness*, vol. 26, no. 2, pp. 171–181, 2021, doi: 10.1080/13588265.2019.1701354.
- [14] Qixiang Yan, Minghui Sun, Songyong Qing, Zhixin Deng, and Weijie Dong, “Numerical investigation on the damage and cracking characteristics of the shield tunnel caused by derailed high-speed train,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 108, no. September 2019, p. 104205, 2020, doi: 10.1016/j.engfailanal.2019.104205.
- [15] Tao Zhu, Shoune Xiao, Cheng Lei, Xiaorui Wang, Jingke Zhang, Bing Yang,

- Guangwu Yang, and Yuru Li, “Rail vehicle crashworthiness based on collision energy management: an overview,” *Int. J. Rail Transp.*, vol. 9, no. 2, pp. 101–131, 2021, doi: 10.1080/23248378.2020.1777908.
- [16] Ruixian Qin and Bingzhi Chen, “Optimization Design on Functionally Graded Cem for Trains Based on LPM Model with Calibrated Parameters,” *Shock Vib.*, vol. 2020, 2020, doi: 10.1155/2020/8884865.
- [17] Yanwen Liu, Bing Yang, Shou Ne Xiao, Tao Zhu, Guangwu Yang, and Ruixian Xiu, “Parameter study and multi-objective optimization for crashworthiness of a B-type metro train,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit*, vol. 236, no. 1, pp. 91–108, 2022, doi: 10.1177/09544097211008283.
- [18] Hui Zhao, Ping Xu, Benhuai Li, Shuguang Yao, Chengxing Yang, Wei Guo, and Xianliang Xiao, “Full-scale train-to-train impact test and multi-body dynamic simulation analysis,” *Machines*, vol. 9, no. 11, 2021, doi: 10.3390/machines9110297.
- [19] J. F. Milho, Jorge A. C. Ambrósio, and M. F. O. S. Pereira, “Design of train crash experimental tests by optimization procedures,” *Int. J. Crashworthiness*, vol. 9, no. 5, pp. 483–493, 2004, doi: 10.1533/ijcr.2004.0304.
- [20] Patricia Llana, Karina Jacobsen, and Richard Stringfellow, “Locomotive Crash Energy Management Vehicle-to-Vehicle Impact Test Results.” 2020. [Online]. Available: <https://rosap.ntl.bts.gov/view/dot/59896>
- [21] “DELLNER.” Accessed: Aug. 13, 2023. [Online]. Available: <https://www.dellner.com/products/semi-permanent-couplers>
- [22] Wojciech Gamon, “Movement analysis of cooperating railway buffer heads,” *Arch. Transp.*, vol. 33, no. 1, pp. 7–15, 2015, doi: 10.5604/08669546.1160922.
- [23] Kuang-Hua Chang, *e-Design Computer-Aided Engineering Design*. Elsevier, 2015.